



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGETICKÝ ÚSTAV

ENERGY INSTITUTE

ROŠTOVÝ KOTEL NA SPALOVÁNÍ BIOMASY

GRATE BOILER FOR BIOMASS COMBUSTION

DIPLOMOVÁ PRÁCE

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Gergely Szabó

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

Ing. Martin Lisý, Ph.D.

BRNO 2016

Zadání diplomové práce

Ústav: Energetický ústav
Student: **Bc. Gergely Szabó**
Studijní program: Strojní inženýrství
Studijní obor: Energetické inženýrství
Vedoucí práce: **Ing. Martin Lisý, Ph.D.**
Akademický rok: 2015/16

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Roštový kotel na spalování biomasy

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Navrhněte roštový kotel s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky.

Parametry kotle:

výkon kotle 45 t/h, tlak přehřáté páry 3,5 MPa, teplota přehřáté páry 450 °C,
teplota napájecí vody 125°C

složení paliva: Výhřevnost = 11,5 MJ/kg,

Cdaf = 49,42 %, Ndaf = 0,34 %, Sdaf = 0,04 %, Ad = 2,32 %, Hdaf = 6,3 %, Odaf = 43,9 %, Wr = 44 %, Clr max. 0,02%

Cíle diplomové práce:

Návrh roštového kotle pro spalování biomasy dle zadání, včetně dimenzování výhřevných ploch.

Seznam literatury:

Černý, V.: Parní kotle, SNTL 1983

Budaj: Tepelný výpočet kotle, VUT Brno 1983

Baláš, M.: Kotle a výměníky tepla, Brno 2009, ISBN 978-80-214-3955-9

Dlouhý, T.: Výpočty kotlů a spalínových výměníků, ČVUT v Praze, 2007, ISBN 978-80-01-03757-7

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2015/16

V Brně, dne

L. S.

doc. Ing. Jiří Pospíšil, Ph.D.
ředitel ústavu

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.
děkan fakulty

Abstrakt

Práce se zabývá návrhem roštového parního kotle, který má přirozenou cirkulaci a je určen na spalování dřevní štěpky. Kotel má výkon 45 t/h a vyrábí přehřátou páru s výstupními parametry 3,5 MPa a 450 °C při teplotě napájecí vody 125 °C. Stechiometrické výpočty a výpočty entalpií spalin jsou provedeny na základě složení zadaného paliva. Účinnost a spotřeba paliva kotle je také určena. Práce se zaměřuje hlavně na tepelné výpočty a geometrický návrh jednotlivých teplosměnných ploch kotle. Výkresová dokumentace parního kotle je k dispozici v příloze práce.

Abstract

The thesis deals with the design of a grate steam boiler which has natural circulation and is determined for combustion of wood chips. The boiler has a capacity of 45 t/h and produces superheated steam with the output parameters of 3,5 MPa and 450 °C at the 125 °C feed water temperature. Stoichiometric calculations and the flue gases enthalpy calculations are based on the composition of the specified fuel. The efficiency and fuel consumption of the boiler is also determined. The thesis mainly focuses on the thermal calculation and geometric design of the individual heat transfer surfaces of the boiler. The drawing documentation of the steam boiler is available in the attachment of the thesis.

Klíčová slova

parní kotel, roštový kotel, biomasa, dřevní štěpka, tepelný výpočet, geometrický návrh, ohniště, přehřívák, ohřívák vzduchu, ekonomizér

Keywords

steam boiler, grate boiler, biomass, wood chips, thermal calculation, geometric design, fireplace, superheater, air heater, economizer

Bibliografická citace

SZABÓ, G. *Roštový kotel na spalování biomasy*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2016. 148 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Martin Lisý, Ph.D..

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma „Roštový kotel na spalování biomasy“ vypracoval samostatně na základě svých znalostí, za pomoci vedoucího diplomové práce Ing. Martina Lisého, Ph.D. a konzultanta Ing. Pavla Křemínského, s použitím odborné literatury a dalších podkladů uvedených v seznamu použitých zdrojů.

V Brně dne 27.5.2016

.....
Bc. Gergely Szabó

Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat především Ing. Martinu Lisému, Ph.D. za vedení při vypracování této diplomové práce, dále Ing. Pavlu Křeminskému za odborné konzultace, užitečné připomínky a v neposlední řadě za spoustu času, kterou mi věnoval. Obzvlášť bych chtěl poděkovat rodině a přátelům za podporu a pomoc během celé doby mého studia.

Obsah

1 Úvod	17
1.1 Cíl diplomové práce	17
1.2 Metoda návrhu parního kotle	17
1.3 Technický popis parního kotle	18
2 Přípravné výpočty	19
2.1 Přepočet složení paliva	19
2.2 Stechiometrické výpočty	19
2.2.1 Výpočet minimálního množství vzduchu	19
2.2.2 Výpočet minimálního množství spalin	20
2.2.3 Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin	21
2.3 Výpočet entalpií vzduchu a spalin	21
2.4 Fyzikální charakteristiky spalin, vzduchu a páry	24
3 Základní bilance kotle	26
3.1 Tepelná bilance kotle	26
3.1.1 Redukovaná výhřevnost	26
3.2 Tepelné ztráty kotle	26
3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem	27
3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem	28
3.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí	28
3.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků	28
3.2.5 Ztráta fyzickým teplem spalin	29
3.2.6 Účinnost kotle	29
3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva	29
3.3.1 Výrobní teplo páry	29
3.3.2 Množství paliva	30
3.4 Bilanční tepelné výpočty jednotlivých dílů kotle	30
3.4.1 Přehřívák 3	31
3.4.2 Přehřívák 2	31
3.4.3 Přehřívák 1	32
3.4.4 Závěsné trubky	33
3.4.5 Výparný systém	34
3.4.6 Ekonomizér	34

3.4.7 Pilový diagram.....	35
4. Výpočet spalovací komory.....	37
4.1 Návrh velikosti a konstrukčního řešení ohniště	37
4.2 Určení geometrických parametrů ohniště.....	39
4.3 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla	39
4.3.1 Teplota spalín na výstupu z ohniště.....	39
4.3.2 Teplota nechlazeného plamene.....	40
4.3.3 Boltzmanovo číslo	41
4.3.4 Součinitel M.....	41
4.3.5 Stupeň černosti ohniště	41
4.3.6 Tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště	43
5 Návrh mříže.....	44
5.1 Geometrický návrh mříže.....	44
5.2 Tepelný výpočet mříže	44
5.2.1 Charakteristika spalín v mříži.....	45
5.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry	46
5.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín	46
5.2.4 Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín	47
5.2.5 Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín	48
5.2.6 Teplo odebrané v mříži.....	48
5.2.7 Kontrola teploty spalín na výstupu z mříže	48
6 Návrh II. tahu	50
6.1 Geometrický návrh II. tahu	50
6.2 Tepelný výpočet II. tahu.....	52
6.2.1 Charakteristika spalín ve II. tahu	52
6.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry	53
6.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín	53
6.2.4 Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín	53
6.2.5 Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín	55
6.2.6 Teplo odebrané membránovou stěnou ve II. tahu	55
6.2.7 Kontrola teploty spalín na výstupu ze II. tahu.....	55
7 Návrh III. tahu.....	57
7.1 Návrh 1. části III. tahu.....	58

7.1.1 Geometrický návrh obratové komory	58
7.1.2 Tepelný výpočet membránové stěny	59
7.1.3 Geometrický návrh závěsných trubek	63
7.1.4 Tepelný výpočet závěsných trubek	63
7.1.5 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu.....	68
7.2 Návrh 2. části III. tahu	68
7.2.1 Tepelný výpočet membránové stěny	69
7.2.2 Geometrický návrh přehříváku 3.....	73
7.2.3 Tepelný výpočet přehříváku 3.....	73
7.2.4 Tepelný výpočet závěsných trubek	77
7.2.5 Kontrola teploty spalin na výstupu z 2. části III. tahu.....	80
7.3 Návrh 3. části III. tahu	80
7.3.1 Tepelný výpočet membránové stěny	81
7.3.2 Geometrický návrh přehříváku 2B.....	85
7.3.3 Tepelný výpočet přehříváku 2B	85
7.3.4 Tepelný výpočet závěsných trubek	89
7.3.5 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části III. tahu.....	93
7.4 Návrh 4. části III. tahu	93
7.4.1 Tepelný výpočet membránové stěny	94
7.4.2 Geometrický návrh přehříváku 2A.....	97
7.4.3 Tepelný výpočet přehříváku 2A	98
7.4.4 Tepelný výpočet závěsných trubek	102
7.4.5 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 4. části III. tahu.....	105
8 Návrh IV. tahu	106
8.1 Návrh 1. části IV. tahu	106
8.1.1 Geometrický návrh přehříváku 1.....	106
8.1.2 Tepelný výpočet přehříváku 1	107
8.1.3 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části IV. tahu	112
8.2 Návrh 2. části IV. tahu	113
8.2.1 Geometrický návrh ohříváku vzduchu 2	113
8.2.2 Stanovení množství ohřívajícího vzduchu.....	114
8.2.3 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu 2	114
8.2.4 Kontrola teploty spalin na výstupu z 2. části IV. tahu	120

8.3 Návrh 3. části IV. tahu.....	120
8.3.1 Geometrický návrh ekonomizéru	121
8.3.2 Tepelný výpočet ekonomizéru.....	122
8.3.3 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu	128
8.4 Návrh 4. části IV. tahu.....	128
8.4.1 Geometrický návrh ohříváku vzduchu 1	128
8.4.3 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu 1	129
8.4.4 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 4. části IV. tahu	135
9 Kontrola tepelné bilance	136
10 Závěr	137
11 Seznam použitých zdrojů	138
12 Seznam použitých zkratk a symbolů	139
13 Seznam tabulek	145
14. Seznam obrázků	147
15 Seznam příloh	148

1 Úvod

Nepřetržitým růstem světové populace a stále se zvyšující spotřebou energie obyvatelstvem dochází k rychlému poklesu zásob fosilních paliv na naší planetě. Kromě toho téměř celosvětové energetické využití ropy, zemního plynu a uhlí kvůli vysoké produkci CO_2 má značně negativní vliv na životní prostředí a klima, což se projevuje v globálním oteplování Země. Z důvodu vyčerpání zásob fosilních paliv a kvůli klimatickým změnám je snaha o postupné nahrazování spalování těchto surovin jinými zdroji energie. Jednou z alternativ je biomasa, což patří mezi obnovitelné zdroje energie a její využívání je z hlediska emisí CO_2 neutrální – při spalování biomasy se uvolňuje tolik CO_2 , kolik rostlina absorbuje při svém růstu [4]. Tato diplomová práce se v podstatě zabývá energetickým využitím biomasy, konkrétně návrhem specifikovaného typu energetického zařízení na spalování určitého druhu biomasy.

1.1 Cíl diplomové práce

Cílem diplomové práce je zpracování návrhu roštového parního kotle s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky o zadané výhřevnosti a složení (viz Tab. 2), včetně tepelného výpočtu a geometrického návrhu teplosměnných ploch při dodržení požadovaných parametrů kotle (viz Tab. 1).

Tab. 1 Parametry kotle

Parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Výkon kotle	M_{pp}	45	t/h
Tlak přehřáté páry	p_{pp}	3,5	MPa
Teplota přehřáté páry	t_{pp}	450	°C
Teplota napájecí vody	t_{nv}	125	°C

Tab. 2 Parametry paliva

Parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Výhřevnost	Q_i^r	11,5	MJ/kg
Prvkové složení hořlaviny	C^{daf}	0,4942	-
	H^{daf}	0,0630	-
	S^{daf}	0,0004	-
	N^{daf}	0,0034	-
	O^{daf}	0,4390	-
Obsah popela v bezvodém stavu	A^d	0,0232	-
Obsah vody v původním vzorku	W^r	0,44	-

1.2 Metoda návrhu parního kotle

Při návrhu parního kotle jsem postupoval hlavně podle knihy „Výpočty kotlů a spalínových výměníků“ od doc. Ing. Tomáše Dlouhého, CSc. [1], v některých případech také dle knihy „Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet“ od doc. Ing. Floriana Budaje, CSc. [2].

Výpočet kotle jsem provedl v programu Mathcad kvůli jednoduchému zapisování složitých vzorců. Mathcad vypočítá všechny výsledky na velice přesnou hodnotu, což se dá zaokrouhlit na libovolný počet desetinných míst mezi 0 až 17. Program v dalších výpočtech nepočítá se zaokrouhlovanou hodnotou, ale s původní přesnou hodnotou. Z tohoto důvodu, když jsem do jednotlivých vzorců dosazoval zaokrouhlované hodnoty a výsledky jsem vypočítal kalkulačkou, v některých případech se mírně lišily od hodnot v Mathcadu. Z důvodu zajištění přesnosti výpočtů a hlavně aby kontrola tepelné bilance na konci výpočtů byla odpovídající, výsledky všech vzorců v této práci jsem zaokrouhlil podle hodnot v programu Mathcad.

1.3 Technický popis parního kotle

Navržený elektrárenský bubnový parní kotel s přirozenou cirkulací má parní výkon 45 t/h, vyrábí přehřátou páru o tlaku 3,5 MPa a teplotě 450 °C, přičemž teplota napájecí vody je 125 °C. Kotel je čtyřtahový, první tři tahy jsou tvořeny chlazenými membránovými stěnami výparného systému a poslední tah je tvořen nechlazenou plechovou šachtou. Kotel je navrhován jako samonosný, tzn. je postavený na nosné konstrukci, která slouží k podepření spodních komor membránových stěn a plechové šachty.

Palivem kotle je dřevní štěpka, což pomocí pohazovacího vzduchu a prostřednictvím pneumatického pohazovače se dostane do spalovací komory na protiběžný pásový rošt. Rošt je chlazen primárním spalovacím vzduchem přiváděným pod rošt. Sekundární spalovací vzduch je přiváděn do trysek, které jsou v několika úrovních umístěné na přední a zadní stěně spalovací komory. Tuhé zbytky spalování z roštu padají do výsypky, odkud jsou následně dopravovány do mokrého vynašeče.

Přechod mezi I. a II. tahem tvoří mříž, která je realizována rozvolněním trubek membránové stěny v horní části spalovací komory. II. tah je navrhován jako prázdný z důvodu snížení teploty spalin před prvním teplosměnným svazkem trubek kotle. II. a III. tah jsou spojeny obratovou komorou, na jejímž dně je umístěna výsypka pro odloučení popílku, který je vracen zpět do spalovací komory kvůli snížení množství nespáleného uhlíku. Ve III. tahu je umístěn přehřívák 3 a dva díly přehříváku 2, které jsou zavěšené na chlazených závěsných trubkách. Závěsné trubky procházejí přes celou délku III. tahu a vystupují zadní stěnou obratové komory, jejich chlazení je řešeno sytou párou z bubnu. Mezi III. a IV. tahem je plechový spalinovod se zabudovaným kompenzátozem z důvodu rozdílné teplotní roztažnosti tahů. Ve IV. tahu je umístěn přehřívák 1, ohřívák vzduchu 2, dva díly ekonomizéru a dva díly ohříváku vzduchu 1, které jsou zavěšené na nechlazených závěsech. Ekonomizér je opatřen obtokem napájecí vody (tzv. bypass), což slouží k regulaci teploty spalin na výstupu z kotle. Všechny teplosměnné svazky jsou tvořeny z hladkých trubek uspořádaných za sebou, aby jejich zanášení popílkem bylo co nejmenší. Mezi jednotlivými teplosměnnými bloky jsou umístěny parní ofukovače pro jejich čištění a průlezové otvory pro obsluhu.

2 Přípravné výpočty

Přípravné výpočty zahrnují přepočty složení paliv, stechiometrické výpočty a výpočty entalpií vzduchu a spalin. Výstupem přípravných výpočtů je I-t diagram spalin.

2.1 Přepočet složení paliva

Předmětem přepočtu je získání nejvhodnějšího vyjádření složení paliva pro další výpočty. Složení dřevní štěpky je uvedeno v Tab. 2.

Složení paliva v původním stavu

$$A^r = A^d \cdot (1 - W^r) = 0,0232 \cdot (1 - 0,44) = 0,0130 \quad (2.1)$$

$$C^r = C^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,4942 \cdot (1 - 0,013 - 0,44) = 0,2703 \quad (2.2)$$

$$H^r = H^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,063 \cdot (1 - 0,013 - 0,44) = 0,0345 \quad (2.3)$$

$$S^r = S^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0004 \cdot (1 - 0,013 - 0,44) = 0,0002 \quad (2.4)$$

$$N^r = N^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,0034 \cdot (1 - 0,013 - 0,44) = 0,0019 \quad (2.5)$$

$$O^r = O^{daf} \cdot (1 - A^r - W^r) = 0,439 \cdot (1 - 0,013 - 0,44) = 0,2401 \quad (2.6)$$

Kontrola složení paliva

$$\begin{aligned} C^r + H^r + S^r + N^r + O^r + A^r + W^r + Cl^r &= \\ &= 0,2703 + 0,0345 + 0,0002 + 0,0019 + 0,2401 + 0,013 + 0,44 = 1 \end{aligned} \quad (2.7)$$

2.2 Stechiometrické výpočty

Stechiometrické výpočty jsou výpočty objemové, pomocí kterých stanovíme potřebný objem vzduchu pro spalování jednotkového množství paliva a vzniklý objem spalin při tomto spalování. Při výpočtech se vychází z bilance látkových množství a chemických reakčních rovnic, které jsou tzv. stechiometrické spalovací rovnice. Výpočet je proveden dle [1].

2.2.1 Výpočet minimálního množství vzduchu

Přívod vzdušného kyslíku se dá snížit o množství kyslíku, který je vázaný v hořlavině paliva za předpokladu, že tento kyslík se při spalování uvolní a zapojí se do hoření.

Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$\begin{aligned} O_{O_2 \min} &= 22,39 \cdot \left(\frac{C^r}{12,01} + \frac{H^r}{4,032} + \frac{S^r}{32,06} - \frac{O^r}{32} \right) = \\ &= 22,39 \cdot \left(\frac{0,2703}{12,01} + \frac{0,0345}{4,032} + \frac{0,0002}{32,06} - \frac{0,2401}{32} \right) = 0,5275 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.8)$$

Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VS \min} = \frac{O_{O_2 \min}}{0,21} = \frac{0,5275}{0,21} = 2,5118 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.9)$$

Podíl vodní páry připadající na 1 Nm³ suchého vzduchu se vyjádří součinitelem χ_v , který pro normální klimatické podmínky (tj. relativní vlhkost $\varphi = 70 \%$, teplota $t_v = 20 \text{ }^\circ\text{C}$) se volí $\chi_v = 1,016$.

Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VV \min} = \chi_v \cdot O_{VS \min} = 1,016 \cdot 2,5118 = 2,5520 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.10)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu

$$O_{H_2O}^V = O_{VV \min} - O_{VS \min} = 2,552 - 2,5118 = 0,0402 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.11)$$

2.2.2 Výpočet minimálního množství spalin

Minimální objem spalin vzniká při dokonalém spálení 1 kg paliva bez přebytku vzduchu (tj. při $\alpha = 1$). Objem suchých spalin dostaneme součtem plynných složek vznikajících při spalování nebo přecházejících ze spalovacího vzduchu, přičemž vodní páru neuvažujeme.

Objemy jednotlivých složek spalin

Objem oxidu uhličitého

$$\begin{aligned} O_{CO_2} &= \frac{22,26}{12,01} \cdot C^r + 0,0003 \cdot O_{VS \min} = \\ &= \frac{22,26}{12,01} \cdot 0,2703 + 0,0003 \cdot 2,5118 = 0,5018 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.12)$$

Objem oxidu siřičitého

$$O_{SO_2} = \frac{21,89}{32,06} \cdot S^r = \frac{21,89}{32,06} \cdot 0,0002 = 0,0001 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.13)$$

Objem dusíku

$$\begin{aligned} O_{N_2} &= \frac{22,4}{28,016} \cdot N^r + 0,7805 \cdot O_{VS \min} = \\ &= \frac{22,4}{28,016} \cdot 0,0019 + 0,7805 \cdot 2,5118 = 1,9619 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.14)$$

Objem argonu, který zahrnuje i další vzácné plyny ze vzduchu

$$O_{Ar} = 0,0092 \cdot O_{VS \min} = 0,0092 \cdot 2,5118 = 0,0231 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.15)$$

Minimální objem suchých spalin z 1 kg paliva

$$\begin{aligned} O_{SS \min} &= O_{CO_2} + O_{SO_2} + O_{N_2} + O_{Ar} = \\ &= 0,5018 + 0,0001 + 1,9619 + 0,0231 = 2,4870 \text{ Nm}^3/\text{kg} \end{aligned} \quad (2.16)$$

Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin

$$O_{H_2O}^S = \frac{44,8}{4,032} \cdot H^r + \frac{22,4}{18,016} \cdot W^r + O_{H_2O}^V =$$

$$= \frac{44,8}{4,032} \cdot 0,0345 + \frac{22,4}{18,016} \cdot 0,44 + 0,0402 = 0,9702 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.17)$$

Minimální objem vlhkých spalin z 1 kg paliva

$$O_{SV \min} = O_{SS \min} + O_{H_2O}^S = 2,487 + 0,9702 = 3,4571 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.18)$$

2.2.3 Výpočet skutečného množství vzduchu a spalin

Při spalování s minimálním objemem vzduchu dojde k vysokým nedopalům paliva, protože při stechiometrickém množství vzduchu v praxi nedochází k dokonalému promísení vzduchu s hořlavinou, tedy ani k dokonalému spálení hořlaviny. Z tohoto důvodu se přivádí do kotle přebytek vzduchu, což je vyjádřeno pomocí součinitele přebytku spalovacího vzduchu. Tento součinitel jsem na základě odborné konzultace zvolil $\alpha = 1,35$. Dále z důvodu téměř dokonale zatěsněného kotle se neuvažuje o přísávání falešného vzduchu, tedy součinitel přebytku spalovacího vzduchu je stejný ve všech tazích kotle.

Skutečný objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VS} = \alpha \cdot O_{VS \min} = 1,35 \cdot 2,5118 = 3,3909 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.19)$$

Skutečný objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$$O_{VV} = \alpha \cdot O_{VV \min} = 1,35 \cdot 2,552 = 3,4452 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.20)$$

Skutečný objem suchých spalin z 1 kg paliva

$$O_{SS} = O_{SS \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VS \min} =$$

$$= 2,487 + (1,35 - 1) \cdot 2,5118 = 3,3661 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.21)$$

Skutečný objem vlhkých spalin z 1 kg paliva

$$O_{SV} = O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min} =$$

$$= 3,4571 + (1,35 - 1) \cdot 2,552 = 4,3503 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (2.22)$$

Tab. 3 Vypočítané objemy vzduchu a spalin

	Bez přebytku vzduchu		S přebytkem vzduchu	
	Suchý	Vlhký	Suchý	Vlhký
Vzduch [Nm ³ /kg]	2,5118	2,5520	3,3909	3,4452
Spaliny [Nm ³ /kg]	2,4870	3,4571	3,3661	4,3503

2.3 Výpočet entalpií vzduchu a spalin

K vyjadřování tepla, které je spalinám odebráno při tepelné bilanci kotle a spalinových výměníku, je nejvhodnější využít jejich entalpie. Pro zjednodušení bilančních vztahů je vhodnější pracovat s měrnou entalpií spalin vztahenou na jednotku jejich objemu, který vzniká spálením jednotkového množství paliva (tj. 1 kJ/kg_{paliva} resp. 1 kJ/Nm³_{plynu}).

Tab. 4 Měrná entalpie některých složek spalín i_i^t [kJ/Nm³] v závislosti na teplotě t [°C] [1]

t [°C]	CO ₂	SO ₂	N ₂	Ar	H ₂ O	suchý vzduch	CO	O ₂	popílek [kJ/kg]
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
25	41,6	46,81	32,53	23,32	39,10	32,57	32,49	32,78	20,20
100	170,0	191,2	129,5	93,07	150,6	132,3	132,3	131,7	80,4
200	357,5	394,1	259,9	186,0	304,5	266,2	261,4	267,0	170,0
300	558,8	610,4	392,1	278,8	462,8	402,5	395,0	406,8	264,6
400	771,9	836,5	526,7	371,7	625,9	541,7	531,7	550,9	361,6
500	994,4	1070	664,0	464,7	794,5	684,1	671,6	698,7	459,5
600	1225	1310	804,3	557,3	968,8	829,6	814,3	849,9	558,0
700	1462	1554	947,3	650,2	1149	978,1	960,4	1003	658,3
800	1705	1801	1093	743,1	1335	1129	1109	1159	760,8
900	1952	2052	1241	835,7	1526	1283	1260	1318	868,4
1000	2203	2304	1392	928,2	1723	1439	1413	1477	982,8
1100	2458	2540	1544	1020	1925	1597	1567	1638	1106
1200	2716	2803	1698	1114	2132	1756	1723	1802	1240
1300	2976	3063	1853	1207	2344	1916	1881	1965	1386
1400	3239	3323	2009	1300	2559	2077	2040	2129	1543
1500	3503	3587	2166	1393	2779	2240	2199	2293	1710
1600	3769	3838	2325	1577	3002	2403	2359	2465	2061
1800	4305	4363	2643	1742	3458	2732	2682	2804	2381
2000	4844	4890	2965	1857	3925	3065	3008	3138	2500

Vzorový výpočet entalpie spalín pro teplotu $t = 100$ °C

S entalpií popílku ve spalínách se počítá jen v případě, kdy procento popelovin v palivu splňuje nerovnost dle [2]

$$100 \cdot A^r > \frac{6 \cdot Q_i^r}{41,8 \cdot 100 \cdot X_p}$$

$$100 \cdot 0,013 > \frac{6 \cdot 11500}{41,8 \cdot 100 \cdot 0,4} \quad (2.23)$$

$$1,3 > 41,3 \Rightarrow \text{nevyhovuje}$$

kde A^r obsah popela v původním vzorku [-] (viz rovnice 2.1)
 Q_i^r výhřevnost paliva [kJ/kg] (viz Tab. 2)
 X_p poměrný obsah popílku v úletu dle odborné konzultace jsem zvolil $X_p = 0,4$

Entalpie stechiometrických spalín při teplotě $t = 100$ °C

$$I_{S \min}^t = O_{CO_2} \cdot i_{CO_2}^t + O_{SO_2} \cdot i_{SO_2}^t + O_{N_2} \cdot i_{N_2}^t + O_{Ar} \cdot i_{Ar}^t + O_{H_2O}^S \cdot i_{H_2O}^t =$$

$$= 0,5018 \cdot 170 + 0,0001 \cdot 191,2 + 1,9619 \cdot 129,5 + 0,0231 \cdot 93,07 +$$

$$+ 0,9702 \cdot 150,6 = 487,65 \text{ kJ/kg} \quad (2.24)$$

Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě $t = 100$ °C

$$I_{V \min}^t = O_{VS \min} \cdot i_{VS}^t + O_{H_2O}^V \cdot i_{H_2O}^t =$$

$$= 2,5118 \cdot 132,3 + 0,0402 \cdot 150,6 = 338,36 \text{ kJ/kg} \quad (2.25)$$

Entalpie spalin o teplotě $t = 100\text{ °C}$, které vzniknou po spálení 1 kg paliva s přebytkem spalovacího vzduchu $\alpha = 1,35$

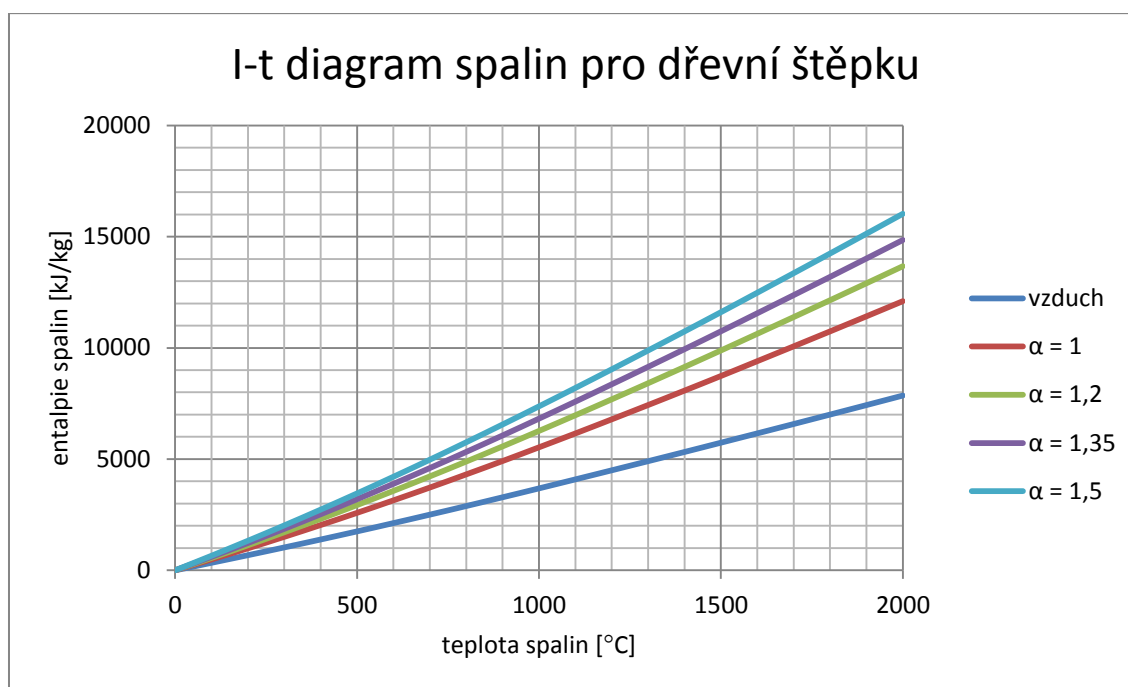
$$I_S^t = I_{S\min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V\min}^t = 487,65 + (1,35 - 1) \cdot 338,36 = 606,09 \text{ kJ/kg} \quad (2.26)$$

Vypočtené hodnoty entalpií pro různé teploty spalin a součinitele přebytku spalovacího vzduchu jsou uvedeny v I-t tabulce spalin (viz Tab. 5).

Tab. 5 I-t tabulka spalin pro dřevní štěpku

t [°C]	$I_{S\min}^t$ [kJ/kg]	$I_{V\min}^t$ [kJ/kg]	$I_S^t = I_{S\min}^t + (\alpha - 1) \cdot I_{V\min}^t$			
			$\alpha = 1$	$\alpha = 1,2$	$\alpha = 1,35$	$\alpha = 1,5$
0	0	0	0	0	0	0
25	123,19	83,381	123,19	139,86	152,37	164,88
100	487,66	338,37	487,66	555,34	606,09	656,85
200	989,07	680,88	989,07	1125,2	1227,4	1329,5
300	1505,2	1029,6	1505,2	1711,1	1865,6	2020,0
400	2036,6	1385,8	2036,6	2313,8	2521,7	2729,5
500	2583,4	1750,3	2583,4	2933,5	3196,0	3458,54
600	3145,7	2122,7	3145,7	3570,2	3888,6	4207,0
700	3722,2	2503,0	3722,2	4222,8	4598,2	4973,64
800	4312,6	2899,5	4312,6	4890,5	5323,9	5757,3
900	4914,4	3284,0	4914,7	5571,2	6063,8	6556,36
1000	5529,9	3683,7	5529,9	6266,6	6819,2	7371,7
1100	6154,2	4088,7	6154,2	6971,9	7585,2	8198,5
1200	6788,8	4496,4	6788,8	7688,1	8362,6	9037,0
1300	7431,2	4906,8	7431,2	8412,6	9148,6	9884,7
1400	8080,1	5319,9	8080,1	9144,0	9942,0	10740
1500	8736,2	5738,1	8736,2	9883,8	10745	11605
1600	9402,2	6156,5	9402,2	10633	11557	12481
1800	10741	7001,2	10741	12141	13192	14242
2000	12099	7856,5	12099	13671	14849	16028

Pomocí I-t tabulky spalin jsem sestrojil I-t diagram spalin (viz Obr. 1), který graficky znázorňuje závislost entalpií na teplotě spalin pro různé přebytky spalovacího vzduchu.



Obr. 1 I-t diagram spalín pro dřevní štěpku

Pro další výpočty jsou potřebné hlavně vyznačené hodnoty entalpií z I-t tabulky spalín (tj. při $\alpha = 1,35$). Z těchto hodnot se pomocí lineární interpolace dá stanovit entalpie pro jakoukoliv teplotu spalín, což je přesnější než odečtení hodnot entalpií z I-t diagramu.

2.4 Fyzikální charakteristiky spalín, vzduchu a páry

Při výpočtu sdílení tepla se stanoví součinitel přestupu tepla, k čemuž je zapotřebí znát fyzikální charakteristiky médií při daném stavu. V případě vody a páry se fyzikální charakteristiky získají z parních tabulek, ale v případě spalín a vzduchu je to složitější, protože jejich složení závisí na složení paliva.

Obsah vodní páry ve vlhkých spalínách

$$X_{H_2O}^S = \frac{O_{H_2O}^S}{O_{SV \min}} = \frac{0,9702}{3,4571} = 0,2806 \Rightarrow 28 \% \quad (2.27)$$

Nejvyšší hodnota obsahu vodní páry ve vlhkých spalínách v příslušných tabulkách dle [2], pro kterou jsou ještě určeny hodnoty fyzikálních charakteristik spalín, je 25 %. Za předpokladu lineární závislosti mezi sousedními tabulkovanými hodnotami pro vlhkost spalín 20 % a 25 % dopočítám hodnoty fyzikálních charakteristik i pro vlhkost spalín 28 %. Vypočítané hodnoty pro různé teploty spalín jsou uvedeny v Tab. 6.

Tab. 6 Fyzikální charakteristiky při vlhkosti spalín $X_{H_2O}^S = 28 \%$

t [°C]	$\lambda \cdot 10^3$ [W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr [-]
0	23,2	11,5	0,79
100	32,7	20,7	0,76
200	42,4	32,4	0,74
300	51,8	45,5	0,72
400	61,7	60,7	0,72
500	71,3	77,1	0,71
600	81,2	95,4	0,70
700	91,1	116	0,67
800	101	137	0,66
900	111	158	0,65
1000	121	182	0,64

kde λ součinitel tepelné vodivosti [W·m⁻¹·K⁻¹]
 ν součinitel kinematické viskozity [m²/s]
Pr Prandtlovo číslo [-]

3 Základní bilance kotle

V rámci výpočtu základní bilance se stanoví účinnost kotle a spotřeba paliva pro dosažení požadovaných parametrů kotle. Výpočet je proveden dle [1].

3.1 Tepelná bilance kotle

V kotli se odehrávají dva hlavní děje, a to transformace chemické energie paliva na tepelnou energii spalin a přenos tepla ze spalin do pracovního média (tj. do vody, resp. páry). Tyto děje neprobíhají dokonale, vznikají při nich určité energetické ztráty, pomocí nichž se stanoví účinnost kotle nepřímým způsobem.

3.1.1 Redukovaná výhřevnost

Redukovaná výhřevnost vyjadřuje celkové teplo přivedené do kotle vztažené na 1 kg paliva. Při výpočtu redukované výhřevnosti se přivedené teplo cizím zdrojem, přivedené teplo parou při ofukování stěn a teplo ve spalinách 3. recirkulace neuvažuje

$$Q_{i\text{red}} = Q_i^r + i_{pv} = 11500 + 49,528 = 11550 \text{ kJ/kg} \quad (3.1)$$

kde i_{pv} fyzické teplo paliva [kJ/kg]

Pokud palivo není předehříváno cizím zdrojem, fyzické teplo se uvažuje jen v případě, že pro obsah vody v palivu platí následující nerovnost dle [2]

$$100 \cdot W^r \geq \frac{Q_i^r}{4,19} \cdot \frac{1}{150}$$

$$100 \cdot 0,44 \geq \frac{11500}{4,19} \cdot \frac{1}{150} \quad (3.2)$$

$$44 \geq 18,3 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

kde W^r obsah vody v původním vzorku [-] (viz Tab. 2)

Fyzické teplo paliva

$$i_{pv} = c_{pv} \cdot t_{pv} = 2,4764 \cdot 20 = 49,528 \text{ kJ/kg} \quad (3.3)$$

kde c_{pv} měrná tepelná kapacita paliva [$\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$]
 t_{pv} teplota paliva je $t_{pv} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ dle [1]

Měrná tepelná kapacita paliva

$$c_{pv} = 4,19 \cdot W^r + c_{su} \cdot (1 - W^r) =$$

$$= 4,19 \cdot 0,44 + 1,13 \cdot (1 - 0,44) = 2,4764 \text{ kJ/kg} \quad (3.4)$$

3.2 Tepelné ztráty kotle

Při výpočtu tepelné účinnosti se bude uvažovat recirkulace popílku, který se odloučí ze II. a III. tahu kotle, což snižuje ztrátu mechanickým nedopalem a zvýší tím tepelnou účinnost kotle. Recirkulace popílku ze IV. tahu se již neuvažuje. Na základě odborné

konzultace jsem zvolil bilanci popele v kotli a jeho ostatní parametry potřebné po další výpočty, které jsou uvedeny v Tab. 7.

Tab. 7 *Bilance popele v kotli*

	X_i [-]	C_i [-]	t_i [°C]	c_i [kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
Propad	0,6	0,03	300	0,8820
Škvára ve II. a III. tahu	0	0	-	-
Škvára ve IV. tahu	0,15	0,25	320	0,8864
Úlet	0,25	0,25	140	0,8221

kde X_i podíl popele v jednotlivých částech kotle [-]
 C_i obsah spalitelných látek v tuhých zbytcích [-]
 t_i teplota popílku [°C]
 c_i měrná tepelná kapacita popílku [kJ·kg⁻¹·K⁻¹] pro teplotu t_i určena lineární interpolací z příslušné tabulky dle [1]

3.2.1 Ztráta mechanickým nedopalem

Ztráta mechanickým nedopalem představuje ztrátu nespálenou hořlavinou v tuhých zbytcích, která je způsobena obsahem nevyhořelého uhlíku v tuhých zbytcích odcházejících ze spalovací komory

$$Z_c = Z_{cr} + Z_{cs23} + Z_{cs4} + Z_{cú} = 0,00068 + 0 + 0,00183 + 0,00306 = 0,00557 \quad (3.5)$$

kde Z_{cr} ztráta mechanickým nedopalem v propadu [-]
 Z_{cs23} ztráta mechanickým nedopalem ve škváře ve II. a III. tahu [-]
 Z_{cs4} ztráta mechanickým nedopalem ve škváře ve IV. tahu [-]
 $Z_{cú}$ ztráta mechanickým nedopalem v úletu [-]

Ztráta mechanickým nedopalem v propadu

$$Z_{cr} = \frac{C_r}{1 - C_r} \cdot X_r \cdot \frac{A^r}{Q_{i\,red}} \cdot Q_{ci} = \frac{0,03}{1 - 0,03} \cdot 0,6 \cdot \frac{0,013}{11550} \cdot 32600 = 0,00068 \quad (3.6)$$

kde Q_{ci} průměrná výhřevnost hořlaviny v tuhých zbytcích je $Q_{ci} = 32600$ kJ/kg dle [1]

Ztráta mechanickým nedopalem ve škváře ve II. a III. tahu

$$Z_{cs23} = 0 \rightarrow \text{kvůli recirkulaci popílku} \quad (3.7)$$

Ztráta mechanickým nedopalem ve škváře ve IV. tahu

$$Z_{cs4} = \frac{C_{s4}}{1 - C_{s4}} \cdot X_{s4} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\,red}} \cdot Q_{ci} = \frac{0,25}{1 - 0,25} \cdot 0,15 \cdot \frac{0,013}{11550} \cdot 32600 = 0,00183 \quad (3.8)$$

Ztráta mechanickým nedopalem v úletu

$$Z_{cú} = \frac{C_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot X_{ú} \cdot \frac{A^r}{Q_{i\,red}} \cdot Q_{ci} = \frac{0,25}{1 - 0,25} \cdot 0,25 \cdot \frac{0,013}{11550} \cdot 32600 = 0,00306 \quad (3.9)$$

3.2.2 Ztráta chemickým nedopalem

Ztráta chemickým nedopalem vyjadřuje množství tepla ztraceného v důsledku chemické nedokonalosti spalování, což se projevuje obsahem nespálených plynů ve spalinách

$$Z_{co} = \frac{0,2116 \cdot mgCO \cdot O_{SS \min}}{(21 - O_{2 \text{ ref}}) \cdot Q_{i \text{ red}}} = \frac{0,2116 \cdot 250 \cdot 2,487}{(21 - 11) \cdot 11550} = 0,00114 \quad (3.10)$$

kde $mgCO$ emisní limit CO dle odborné konzultace jsem zvolil $mgCO = 250 \text{ mg/Nm}^3$
 $O_{2 \text{ ref}}$ obsah kyslíku pro referenční stav spalin dle odborné konzultace jsem zvolil $O_{2 \text{ ref}} = 11 \%$

3.2.3 Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí

Ztráta sdílením tepla do okolí sáláním a vedením představuje množství tepla, které uniká pláštěm kotle do okolí. Ztrátu jsem vypočítal dle normy ČSN EN 12052-15

$$Z_{sv} = \frac{\dot{Q}_{RC}}{\dot{Q}_N} = \frac{0,3804}{35,127} = 0,01083 \quad (3.11)$$

kde \dot{Q}_{RC} odvedené teplo sáláním a vedením tepla do okolí [MW]
 \dot{Q}_N maximální využitelný tepelný výkon [MW] je totožný s výrobním teplem páry (viz rovnice 3.21)

Odvedené teplo sáláním a vedením tepla do okolí

$$\dot{Q}_{RC} = C \cdot \dot{Q}_N^{0,7} = 0,0315 \cdot 35,127^{0,7} = 0,3804 \text{ MW} \quad (3.13)$$

kde C součinitel dle ČSN EN 12052-15 jsem zvolil $C = 0,0315$

3.2.4 Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků vyjadřuje nevyužitelné teplo, které odchází v tuhých zbytcích. Ztráta se skládá, podobně jako ztráta mechanickým nedopalem, ze ztráty v propadu, škváře a úletu

$$Z_f = Z_{fr} + Z_{fs23} + Z_{fs4} + Z_{fú} = 0,00018 + 0 + 0,00006 + 0,00004 = 0,00029 \quad (3.14)$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků v propadu

$$Z_{fr} = \frac{X_r}{1 - C_r} \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot c_r \cdot t_r = \frac{0,6}{1 - 0,03} \cdot \frac{0,013}{11550} \cdot 0,882 \cdot 300 = 0,00018 \quad (3.15)$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře ve II. a III. tahu

$$Z_{fs23} = 0 \rightarrow \text{kvůli recirkulaci popílku} \quad (3.16)$$

Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků ve škváře ve IV. tahu

$$Z_{fs4} = \frac{X_{s4}}{1 - C_{s4}} \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot c_{s4} \cdot t_{s4} = \frac{0,15}{1 - 0,25} \cdot \frac{0,013}{11550} \cdot 0,8864 \cdot 320 = 0,00006 \quad (3.17)$$

Ztráta mechanickým nedopalem v úletu

$$Z_{fú} = \frac{X_{ú}}{1 - C_{ú}} \cdot \frac{A^r}{Q_{i \text{ red}}} \cdot c_{ú} \cdot t_{ú} = \frac{0,25}{1 - 0,25} \cdot \frac{0,013}{11550} \cdot 0,8221 \cdot 140 = 0,00004 \quad (3.18)$$

3.2.5 Ztráta fyzickým teplem spalin

Ztráta fyzickým teplem spalin se obvykle označuje jako komínová ztráta a představuje teplo odcházející z kotle v kouřových plynech. Jedná se o největší ztrátu kotle

$$Z_k = (1 - Z_c) \cdot \frac{I_S^{t_k} \cdot I_S^{t_{vz}}}{Q_{ired}} = (1 - 0,00557) \cdot \frac{854,61 - 152,37}{11550} = 0,06046 \quad (3.19)$$

kde $I_S^{t_k}$ entalpie spalin [kJ/kg] při teplotě za kotlem $t_k = 140$ °C určena lineární interpolací z Tab. 5
 $I_S^{t_{vz}}$ entalpie spalin [kJ/kg] při teplotě vzduchu v kotelně $t_{vz} = 25$ °C určena z Tab.5

Teplotu spalin za kotlem na základě odborné konzultace jsem zvolil $t_k = 140$ °C, aby na posledních teplosměnných trubkách ohříváku vzduchu 1 nebyla podkročena teplota rosného bodu a bylo tím předcházeno nízkoteplotní korozi.

3.2.6 Účinnost kotle

Účinnost kotle určena nepřímou metodou

$$\begin{aligned} \eta_k &= 1 - Z_c - Z_{co} - Z_{sv} - Z_f - Z_k = \\ &= 1 - 0,00557 - 0,00114 - 0,01083 - 0,00029 - 0,06046 = 0,92171 \Rightarrow \\ &\Rightarrow 92,171 \% \end{aligned} \quad (3.20)$$

3.3 Výrobní teplo páry a množství paliva

3.3.1 Výrobní teplo páry

Při výpočtu **výrobního tepla páry** se bere do úvahy, že v kotli se neprovádí přehřívání páry a odběr syté páry. Množství odluhu na základě odborné konzultace jsem zvolil 0,5 %, tím pádem se dle [2] neuvažuje, protože je menší než 2 %

$$Q_v = M_{pp} \cdot (i_{pp} - i_{nv}) = 12,5 \cdot (3337,9 - 527,73) = 35127 \text{ kW} \quad (3.21)$$

kde M_{pp} parní výkon kotle [kg/s] (viz Tab. 1)
 i_{pp} entalpie přehřáté páry [kJ/kg]
 i_{nv} entalpie napájecí vody [kJ/kg]

Entalpii přehřáté páry jsem určil dle [3]

$$i_{pp} = f(p_{pp}, t_{pp}) = f(3,5 \text{ MPa}, 450^\circ\text{C}) = 3337,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.22)$$

kde p_{pp} tlak přehřáté páry [MPa] (viz Tab. 1)
 t_{pp} teplota přehřáté páry [MPa] (viz Tab. 1)

Entalpii napájecí vody jsem určil dle [3]

$$i_{nv} = f(p_{nv}, t_{nv}) = f(4,1 \text{ MPa}, 125^\circ\text{C}) = 527,73 \text{ kJ/kg} \quad (3.23)$$

kde p_{nv} tlak napájecí vody [MPa]
 t_{nv} teplota napájecí vody [MPa] (viz Tab. 1)

Tlak napájecí vody

$$p_{nv} = p_{pp} + \Delta p = 3,5 + 0,6 = 4,1 \text{ MPa} \quad (3.24)$$

kde Δp celková tlaková ztráta média v kotle [MPa] (viz Tab. 8)

3.3.2 Množství paliva

Skutečné množství paliva přivedené do kotle

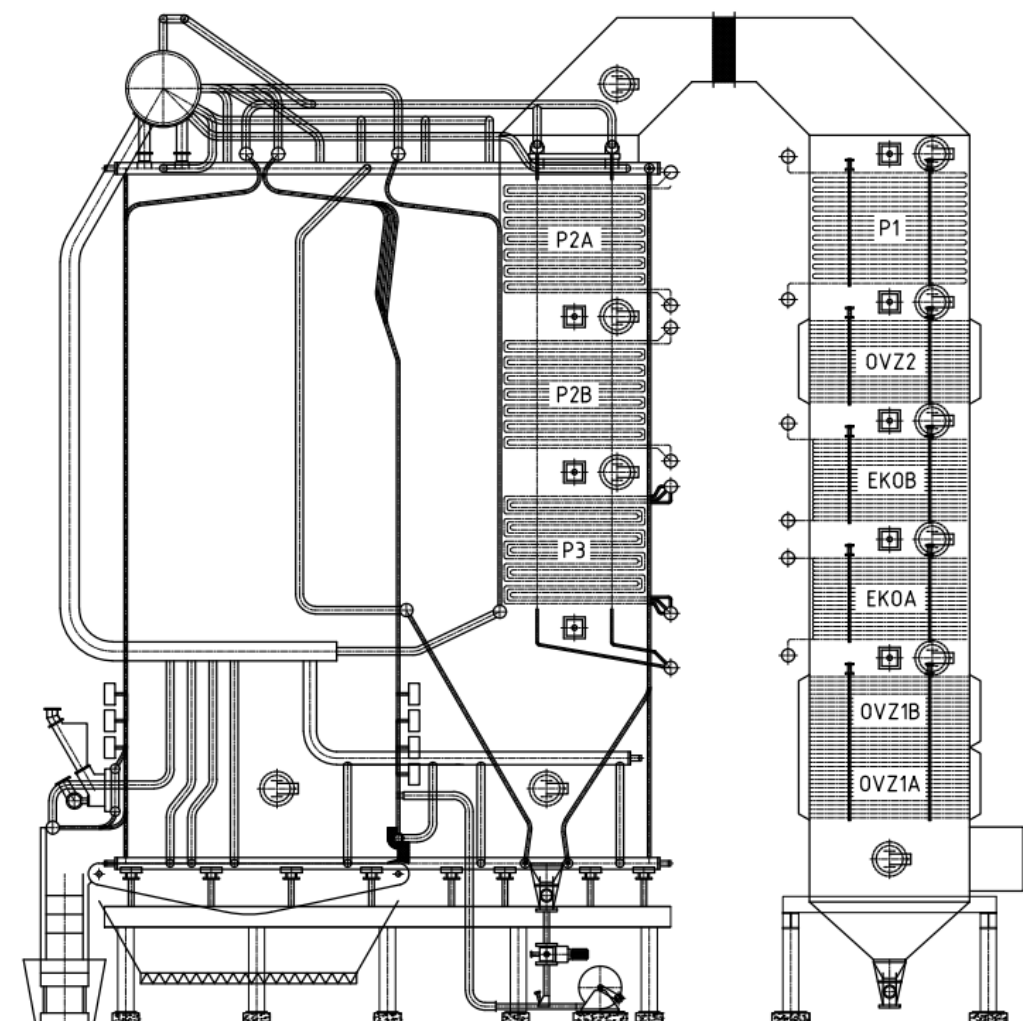
$$M_{pal} = \frac{Q_v}{Q_{ired} \cdot \eta_k} = \frac{35127}{11550 \cdot 0,92171} = 3,2998 \text{ kg/s} \quad (3.25)$$

Výpočtové množství spáleného paliva

$$M_{pv} = M_{pal} \cdot (1 - Z_c) = 3,2998 \cdot (1 - 0,00557) = 3,2814 \text{ kg/s} \quad (3.26)$$

3.4 Bilanční tepelné výpočty jednotlivých dílů kotle

Pro provedení bilančních tepelných výpočtů jednotlivých dílů kotle nejprve zvolím jejich rozdělení v kotli, což je znázorněno na Obr. 2.



Obr. 2 Schéma rozdělení a zapojení teplosměnných ploch v kotli

Tepelný výkon konvenčních ploch se vypočítá na základě parametrů média na jejich vstupu a výstupu. Pro stanovení těchto parametrů nejprve zvolím tlakové ztráty, poté odhadnu entalpické spády média u příslušných teplosměnných ploch, pak zvolím i množství vstříkované napájecí vody za přehřívákem 2 a 1. Parametry média určím pomocí scriptu X Steam Tables [3] v programu Microsoft Excel a v některých případech z bilančních rovnic.

Tlakové ztráty na jednotlivých konvenčních plochách jsem zvolil na základě odborné konzultace, jejich hodnoty jsou uvedeny v Tab. 8.

Tab. 8 Tlakové ztráty na teplosměnných plochách

	Δp_i [MPa]
Přehřívák 3	0,1
Přehřívák 2	0,2
Přehřívák 1	0,1
Závěsné trubky	0
Výparný systém	0
Ekonomizér	0,2
Celková	0,6

3.4.1 Přehřívák 3

Entalpický spád páry v přehříváku 3 jsem zvolil $\Delta i_{p3} = 150 \text{ kJ/kg}$. Teplotu páry na vstupu do přehříváku 3 jsem určil dle [3].

Parametry páry na výstupu z přehříváku 3

$$p_{p3}^{out} = p_{pp} = 3,5 \text{ MPa} \quad (3.27)$$

$$t_{p3}^{out} = t_{pp} = 450 \text{ °C} \quad (3.28)$$

$$i_{p3}^{out} = i_{pp} = 3337,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.29)$$

Parametry páry na vstupu do přehříváku 3

$$p_{p3}^{in} = p_{p3}^{out} + \Delta p_{p3} = 3,5 + 0,1 \text{ MPa} = 3,6 \text{ MPa} \quad (3.30)$$

$$i_{p3}^{in} = i_{p3}^{out} - \Delta i_{p3} = 3337,9 - 150 = 3187,9 \text{ kJ/kg} \quad (3.31)$$

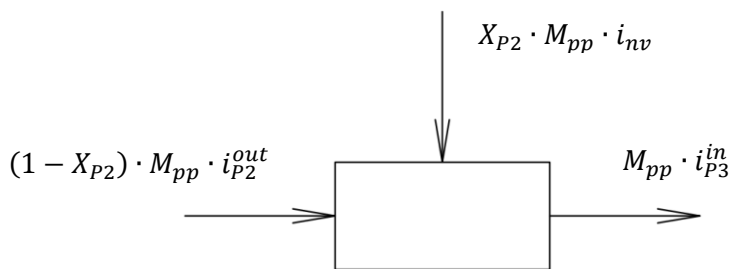
$$t_{p3}^{in} = f(p_{p3}^{in}, i_{p3}^{in}) = f(3,6 \text{ MPa}, 3187,9 \text{ kJ/kg}) = 385,69 \text{ °C} \quad (3.32)$$

Tepelný výkon přehříváku 3

$$Q_{p3} = M_{pp} \cdot (i_{p3}^{out} - i_{p3}^{in}) = 12,5 \cdot (3337,9 - 3187,9) = 1875 \text{ kW} \quad (3.33)$$

3.4.2 Přehřívák 2

Za přehřívákem 2 je umístěna regulace teploty přehřáté páry vstříkem napájecí vody. Množství vstříku jsem zvolil $X_{p2} = 1,5 \%$. Bilanční schéma vstříku je znázorněno na Obr. 3. Na základě schématu se stanoví bilanční rovnice, z níž se vypočítá entalpie páry na výstupu z přehříváku 2. Teplotu páry na výstupu a vstupu jsem určil dle [3]. Entalpický spád páry v přehříváku 2 jsem zvolil $\Delta i_{p2} = 355 \text{ kJ/kg}$.



Obr. 3 Bilanční schéma vstříku za přehřívákem 2

Parametry páry na výstupu z přehříváku 2

$$p_{P2}^{out} = p_{P3}^{in} = 3,6 \text{ MPa} \quad (3.34)$$

$$(1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot i_{P2}^{out} + X_{P2} \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} = M_{pp} \cdot i_{P3}^{in} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow i_{P2}^{out} = \frac{i_{P3}^{in} - X_{P2} \cdot i_{nv}}{1 - X_{P2}} = \frac{3187,9 - 0,015 \cdot 527,73}{1 - 0,015} = 3228,4 \text{ kJ/kg} \quad (3.35)$$

$$t_{P2}^{out} = f(p_{P2}^{out}, i_{P2}^{out}) = f(3,6 \text{ MPa}, 3228,4 \text{ kJ/kg}) = 403,03 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.36)$$

Parametry páry na vstupu do přehříváku 2

$$p_{P2}^{in} = p_{P2}^{out} + \Delta p_{P2} = 3,6 + 0,2 \text{ MPa} = 3,8 \text{ MPa} \quad (3.37)$$

$$i_{P2}^{in} = i_{P2}^{out} - \Delta i_{P2} = 3228,4 - 355 = 2873,4 \text{ kJ/kg} \quad (3.38)$$

$$t_{P2}^{in} = f(p_{P2}^{in}, i_{P2}^{in}) = f(3,8 \text{ MPa}, 2873,4 \text{ kJ/kg}) = 267,78 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.39)$$

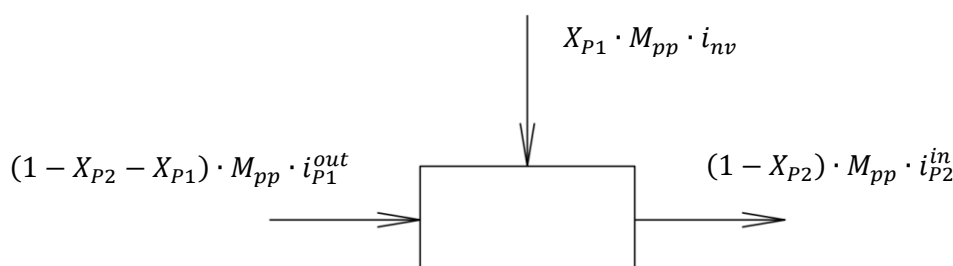
Tepelný výkon přehříváku 2

$$Q_{P2} = (1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot (i_{P2}^{out} - i_{P2}^{in}) =$$

$$= (1 - 0,015) \cdot 12,5 \cdot (3228,4 - 2873,4) = 4370,9 \text{ kW} \quad (3.40)$$

3.4.3 Přehřívák 1

Za přehřívákem 1 je také umístěna regulace teploty přehřáté páry vstříkem napájecí vody, podobně jak v případě přehříváku 2. Množství vstříku jsem zvolil $X_{P1} = 2 \%$. Bilanční schéma vstříku je znázorněno na Obr. 4. Na základě schématu se stanoví bilanční rovnice, z níž se vypočítá entalpie páry na výstupu z přehříváku 1. Teplotu páry na výstupu a vstupu jsem určil dle [3]. Entalpický spád páry v přehříváku 1 jsem zvolil $\Delta i_{P1} = 95 \text{ kJ/kg}$.



Obr. 4 Bilanční schéma vstříku za přehřívákem 1

Parametry páry na výstupu z přehříváku 1

$$p_{P1}^{out} = p_{P2}^{in} = 3,8 \text{ MPa} \quad (3.41)$$

$$(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot i_{P1}^{out} + X_{P1} \cdot M_{pp} \cdot i_{nv} = (1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot i_{P2}^{in} \Rightarrow$$
$$\Rightarrow i_{P1}^{out} = \frac{(1 - X_{P2}) \cdot i_{P2}^{in} - X_{P1} \cdot i_{nv}}{1 - X_{P2} - X_{P1}} = \quad (3.42)$$

$$= \frac{(1 - 0,015) \cdot 2873,4 - 0,02 \cdot 527,73}{1 - 0,015 - 0,02} = 2922,0 \text{ kJ/kg}$$
$$t_{P1}^{out} = f(p_{P1}^{out}, i_{P1}^{out}) = f(3,8 \text{ MPa}, 2922 \text{ kJ/kg}) = 283,67 \text{ °C} \quad (3.43)$$

Parametry páry na vstupu do přehříváku 1

$$p_{P1}^{in} = p_{P1}^{out} + \Delta p_{P1} = 3,8 + 0,1 \text{ MPa} = 3,9 \text{ MPa} \quad (3.44)$$

$$i_{P1}^{in} = i_{P1}^{out} - \Delta i_{P1} = 2922 - 95 = 2827 \text{ kJ/kg} \quad (3.45)$$

$$t_{P1}^{in} = f(p_{P1}^{in}, i_{P1}^{in}) = f(3,9 \text{ MPa}, 2827 \text{ kJ/kg}) = 255,62 \text{ °C} \quad (3.46)$$

Tepelný výkon přehříváku 1

$$Q_{P1} = (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_{P1}^{out} - i_{P1}^{in}) =$$
$$= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2922 - 2827) = 1145,9 \text{ kW} \quad (3.47)$$

3.4.4 Závěsné trubky

Pára na výstupu ze závěsných trubek má stejné parametry jako na vstupu do přehříváku 1. Do závěsných trubek vstupuje sytá pára z bubny, teplota a entalpie páry se stanoví jako funkce tlaku v bubnu při stavu meze sytosti dle [3].

Parametry páry na výstupu ze závěsných trubek

$$p_{ZT}^{out} = p_{P1}^{in} = 3,9 \text{ MPa} \quad (3.48)$$

$$t_{ZT}^{out} = t_{P1}^{in} = 255,62 \text{ °C} \quad (3.49)$$

$$i_{ZT}^{out} = i_{P1}^{in} = 2827,0 \text{ kJ/kg} \quad (3.50)$$

Parametry páry na vstupu do závěsných trubek

$$p_{ZT}^{in} = p_{ZT}^{out} = 3,9 \text{ MPa} \quad (3.51)$$

$$t_{ZT}^{in} = f(p_{ZT}^{in}) = f(3,9 \text{ MPa}) = 248,86 \text{ °C} \quad (3.52)$$

$$i_{ZT}^{in} = f(p_{ZT}^{in}) = f(3,9 \text{ MPa}) = 2801,4 \text{ kJ/kg} \quad (3.53)$$

Tepelný výkon závěsných trubek

$$Q_{ZT} = (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_{ZT}^{out} - i_{ZT}^{in}) =$$
$$= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2827 - 2801,4) = 309,09 \text{ kW} \quad (3.54)$$

3.4.5 Výparný systém

Ohřátá voda vstupuje z ekonomizéru do bubnu, poté ve výparníku pokračuje ohřev vody na sytou kapalinu, pak dochází k přeměně syté kapaliny na sytou páru. Pára na výstupu z výparného systému má stejné parametry jako na vstupu do závěsných trubek. Velikost nedohřevu vody mezi ekonomizérem a výparníkem závisí na zbylém entalpickém spádu spalin, které lze ještě využít k ohřevu napájecí vody. Hodnota nedohřevu v mém případě je $\Delta t = 92\text{ °C}$ (viz kapitola 8.3.2). Entalpie vody na vstupu do výparného systému jsem určil dle [3].

Parametry páry na výstupu z výparného systému

$$p_{VYP}^{out} = p_{ZT}^{in} = 3,9\text{ MPa} \quad (3.55)$$

$$t_{VYP}^{out} = t_{ZT}^{in} = 248,86\text{ °C} \quad (3.56)$$

$$i_{VYP}^{out} = i_{ZT}^{in} = 2801,4\text{ kJ/kg} \quad (3.57)$$

Parametry vody na vstupu do výparného systému

$$p_{VYP}^{in} = p_{VYP}^{out} = 3,9\text{ MPa} \quad (3.58)$$

$$t_{VYP}^{in} = t_{VYP}^{out} - \Delta t = 248,86 - 92 = 156,86\text{ °C} \quad (3.59)$$

$$i_{VYP}^{in} = f(p_{VYP}^{in}, t_{VYP}^{in}) = f(3,9\text{ MPa}, 156,86\text{ °C}) = 663,93\text{ kJ/kg} \quad (3.60)$$

Tepelný výkon výparného systému

$$\begin{aligned} Q_{VYP} &= (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_{VYP}^{out} - i_{VYP}^{in}) = \\ &= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2801,4 - 663,93) = 25783\text{ kW} \end{aligned} \quad (3.61)$$

3.4.6 Ekonomizér

Voda na výstupu z ekonomizéru má stejné parametry jako na vstupu do výparného systému.

Parametry vody na výstupu z ekonomizéru

$$p_E^{out} = p_{VYP}^{in} = 3,9\text{ MPa} \quad (3.62)$$

$$t_E^{out} = t_{VYP}^{in} = 156,86\text{ °C} \quad (3.63)$$

$$i_E^{out} = i_{VYP}^{in} = 663,93\text{ kJ/kg} \quad (3.64)$$

Parametry vody na vstupu do ekonomizéru

$$p_E^{in} = p_{nv} = 4,1\text{ MPa} \quad (3.65)$$

$$t_E^{in} = t_{nv} = 125\text{ °C} \quad (3.66)$$

$$i_E^{in} = i_{nv} = 527,73\text{ kJ/kg} \quad (3.67)$$

Tepelný výkon ekonomizéru

$$Q_E = (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_E^{out} - i_E^{in}) =$$

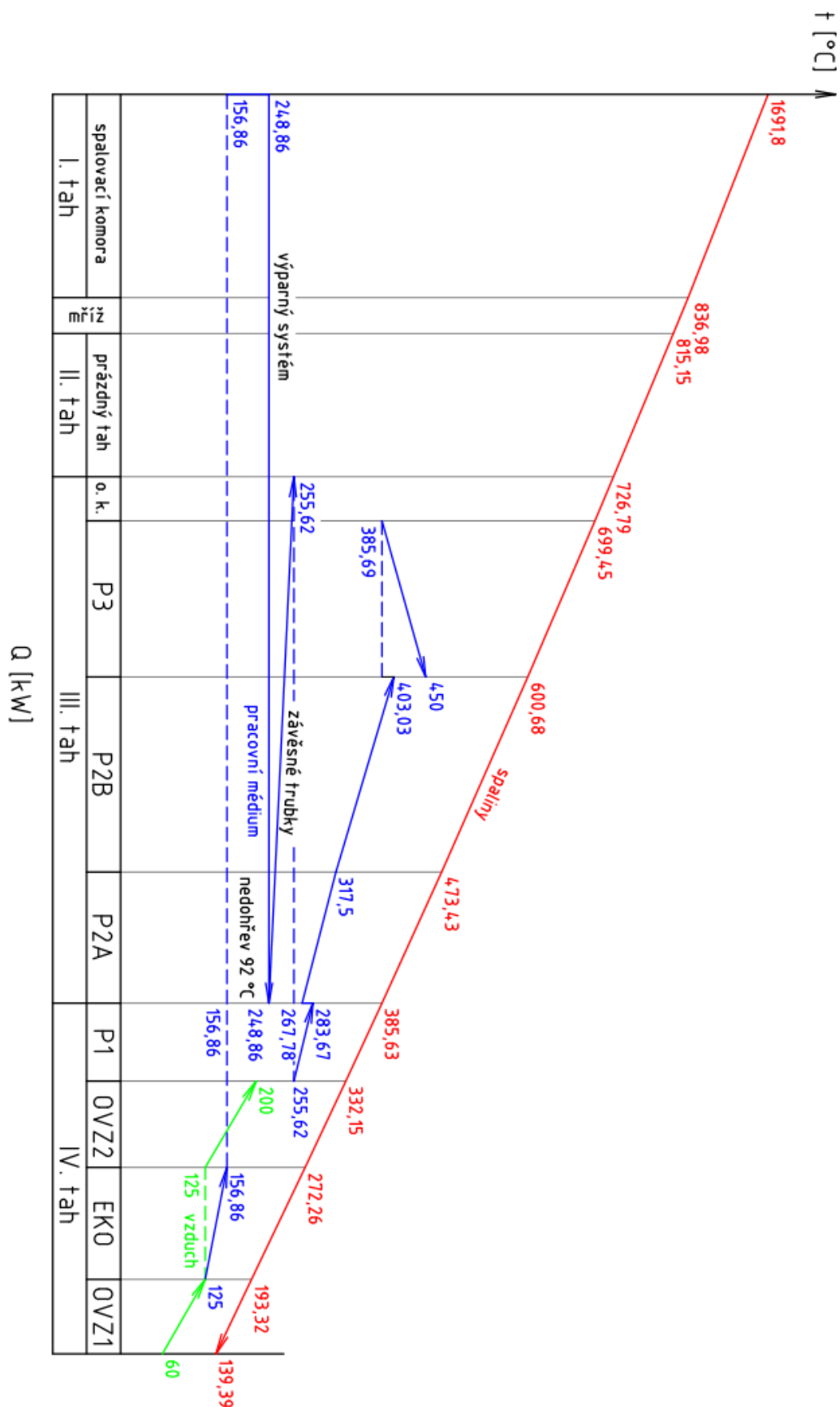
$$= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (663,93 - 527,73) = 1642,9 \text{ kW} \quad (3.68)$$

3.4.7 Pilový diagram

Tab. 9 Přehled parametrů pracovního média na teplosměnných plochách

Teplosměnná plocha		Teplota [°C]	Tlak [MPa]	Entalpie [kJ/kg]	Ent. spád [kJ/kg]	Tep. výkon [kW]
P3	výstup	450,00	3,5	3337,9	150	1875
	vstup	385,69	3,6	3187,9		
P2	výstup	403,03	3,6	3228,4	355	4370,9
	vstup	267,78	3,8	2873,4		
P1	výstup	283,67	3,8	2922,0	95	1145,9
	vstup	255,62	3,9	2827,0		
ZT	výstup	255,62	3,9	2827,0	25,6	309,09
	vstup	248,86	3,9	2801,4		
VÝP	výstup	248,86	3,9	2801,4	2137,5	25783
	vstup	156,86	3,9	663,93		
E	výstup	156,86	3,9	663,93	136,2	1642,9
	vstup	125,00	4,1	527,73		
Celkový tepelný výkon						35127

Na základě hodnot parametrů pracovního média dle Tab. 9 a tepelných výpočtů jednotlivých teplosměnných ploch jsem sestrojil průběh pracovního média, vzduchu a spalín v kotli, což je znázorněno na Obr. 5 ve formě pilového diagramu.



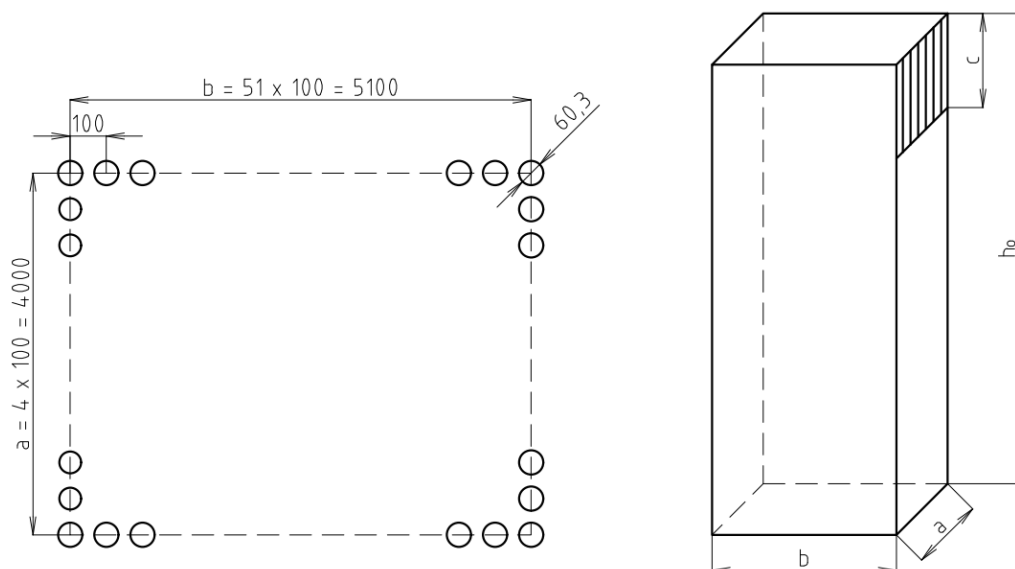
Obr. 5 Pilový diagram

4. Výpočet spalovací komory

Spalovací komora resp. ohniště kotle je prostor, kde se uvolňuje teplo při spalování paliva za přítomnosti spalovacího vzduchu a vzniku plynných event. tuhých spalín. Nejvyšší teploty v celém kotli jsou právě v ohništi. Cílem výpočtu je stanovení teploty odchozích spalín a tepelného výkonu zachyceného v prostoru ohniště na základě geometrických rozměrů spalovací komory. Teplota spalín na výstupu ze spalovací komory v mém případě nesmí být mnohem větší než 850 °C, aby bylo předcházeno zanášení teplosměnných ploch popílkem. Výpočet je proveden dle [1].

4.1 Návrh velikosti a konstrukčního řešení ohniště

Spalovací komora je tvořena membránovými stěnami s vnějším průměrem membránových trubek $D = 60,3$ mm a roztečí $s = 100$ mm. Předběžné průřezové tepelné zatížení roštu na základě odborné konzultace jsem zvolil $q_S^{pr} = 2$ MW/m², z čehož stanovím základní rozměry spalovací komory.



Obr. 6 Schéma spalovací komory

Předběžná plocha roštu

$$S_r^{pr} = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_S^{pr}} = \frac{3,2998 \cdot 11,5}{2} = 18,974 \text{ m}^2 \quad (4.1)$$

Na základě předběžné plochy jsem zvolil šířku roštu $a_r = 3,7$ m a délku roštu $b_r = 5,1$ m.

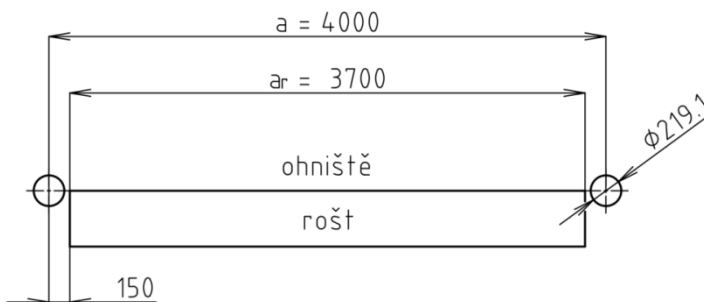
Skutečná plocha roštu

$$S_r^{sk} = a_r \cdot b_r = 3,7 \cdot 5,1 = 18,87 \text{ m}^2 \quad (4.2)$$

Skutečné průřezové tepelné zatížení roštu je totožné s průřezovým tepelným zatížením ohniště

$$q_s^{sk} = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{S_r^{sk}} = \frac{3,2998 \cdot 11,5}{18,87} = 2,0110 \text{ MW/m}^2 \quad (4.3)$$

Šířka ohniště je trochu větší než šířka roštu, což je znázorněno na Obr. 7. Délka ohniště a roštu je stejná, tedy na základě rozměrů roštu jsem zvolil šířku ohniště $a = 4 \text{ m}$ a délku ohniště $b = 5,1 \text{ m}$. Rozměry základny ohniště jsou zvoleny tak, aby byly delitelné s roztečí membránových trubek. Zvolená šířka ohniště je pro všechny tahy kotle stejná.



Obr. 7 Poloha roštu v ohništi

Plocha základny ohniště

$$S_o = a \cdot b = 4 \cdot 5,1 = 20,4 \text{ m}^2 \quad (4.4)$$

Objemové tepelné zatížení roštového ohniště dle [1] má být v rozmezí 100 – 200 kW/m², proto jeho předběžnou hodnotu jsem zvolil $q_v^{pr} = 140 \text{ kW/m}^3$.

Předběžný objem ohniště

$$V_o^{pr} = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{q_v^{pr}} = \frac{3,2998 \cdot 11500}{140} = 271,05 \text{ m}^3 \quad (4.5)$$

Výška ohniště

$$h_o = \frac{V_o^{pr}}{S_o} = \frac{271,05}{20,4} = 13,287 \text{ m} \rightarrow h_o = 13 \text{ m} \quad (4.6)$$

Skutečný objem ohniště

$$V_o^{sk} = S_o \cdot h_o = 20,4 \cdot 13 = 265,2 \text{ m}^3 \quad (4.7)$$

Skutečné objemové tepelné zatížení ohniště

$$q_v^{sk} = \frac{M_{pal} \cdot Q_i^r}{V_o} = \frac{3,2998 \cdot 11500}{265,2} = 143,09 \text{ kW/m}^3 \quad (4.8)$$

4.2 Určení geometrických parametrů ohniště

Výška mříže závisí na rychlosti a střední teplotě spalin v mříži. Rychlost spalin v mříži s ohledem na abrazivní účinky popílku na základě odborné konzultace jsem zvolil $w_s^{zv} = 7 \text{ m/s}$. Pro zjednodušení jsem počítal se zvolenou teplotou spalin na konci ohniště $t_{ok}^{zv} = 837 \text{ °C}$ a ne se střední teplotou spalin v mříži

$$c = \frac{M_{pv} \cdot O_{sv}}{(a - z_1 \cdot D) \cdot w_s^{zv}} \cdot \frac{273,15 + t_{ok}^{zv}}{273,15} =$$

$$= \frac{3,2814 \cdot 4,3503}{(4 - 13 \cdot 0,0603) \cdot 7} \cdot \frac{273,15 + 837}{273,15} = 2,5771 \text{ m} \rightarrow 2,6 \text{ m} \quad (4.9)$$

kde z_1 počet trubek v jedné řadě mříže [-] (viz Tab. 10)

Projekční povrch stěn ohniště se vypočítá jako součet všech ploch spalovací komory

$$S_{st} = 2 \cdot (a \cdot b) + 2 \cdot (a \cdot h_o) + 2 \cdot (b \cdot h_o) =$$

$$= 2 \cdot (4 \cdot 5,1) + 2 \cdot (4 \cdot 13) + 2 \cdot (5,1 \cdot 13) = 277,4 \text{ m}^2 \quad (4.10)$$

Účinná sálavá plocha stěn ohniště se vypočítá jako součet všech ploch spalovací komory kromě mříže a roštu

$$S_{ús} = a \cdot b + a \cdot h_o + 2 \cdot (b \cdot h_o) + a \cdot (h_o - c) =$$

$$= 4 \cdot 5,1 + 4 \cdot 13 + 2 \cdot (5,1 \cdot 13) + 4 \cdot (13 - 2,6) = 246,6 \text{ m}^2 \quad (4.11)$$

Součinitel tepelné efektivity stěn

$$\Psi = x \cdot \zeta = 1 \cdot 0,45 = 0,45 \quad (4.12)$$

kde x úhlový součinitel osálení je $x = 1$ dle [2]
 ζ součinitel zanesení stěn ohniště je $\zeta = 0,45$ dle [1]

4.3 Výpočet ohniště z hlediska přenosu tepla

Výpočet je založen na použití teorie podobnosti v tepelných procesech, které probíhají ve spalovací komoře. Pro výpočet se používá **Gurvičův poloempirický vztah**, který vyjadřuje poměrnou teplotu spalin na výstupu z ohniště pomocí podobnostních charakteristik

$$\Theta_{ok} = \frac{T_{ok}}{T_{np}} = \frac{Bo^{0,6}}{M \cdot a_o^{0,6} + Bo^{0,6}} [-] \quad (4.13)$$

kde T_{ok} teplota spalin na konci ohniště [K]
 T_{np} teplota nechlazeného plamene [K]
 Bo Boltzmanovo číslo [-]
 M součinitel [-]
 a_o stupeň černosti ohniště [-]

4.3.1 Teplota spalin na výstupu z ohniště

Nejprve odhadem si zvolím teplotu spalin na výstupu z ohniště, pro kterou provedu celý výpočet a následně určím skutečnou teplotu odchozích spalin. Pokud tato teplota se liší o více než 50 °C od zvolené, výpočet se opakuje s použitím vypočítané skutečné teploty.

Zvolená teplota spalin na výstupu z ohniště

$$t_{ok}^{zv} = 837 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.14)$$

Skutečná teplota spalin na výstupu z ohniště

$$t_{ok}^{sk} = \frac{t_{np} + 273,15}{1 + M \cdot \left(\frac{a_o}{Bo}\right)^{0,6}} - 273,15 = \frac{1691,8 + 273,15}{1 + 0,59 \cdot \left(\frac{0,7415}{0,4757}\right)^{0,6}} - 273,15 = 836,98 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.15)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z ohniště se od vypočítané skutečné liší o 0,02 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

4.3.2 Teplota nechlazeného plamene

Teplota nechlazeného plamene je definována jako nejvyšší možná spalovací teplota, která by se nastavila v plamenu při adiabatickém ději, pokud by z něho nebylo odváděno teplo. Určím ji z **celkového užitečného tepla** uvolněného ve spalovací komoře, které je součtem všech tepel uvolněných v ohništi z přiváděného paliva a ze spalovacího vzduchu

$$Q_u = Q_{ired} \cdot (1 - Z_{co} - Z_c - Z_f) + Q_v =$$

$$= 11550 \cdot (1 - 0,00114 - 0,00557 - 0,00029) + 838,53 = 12307 \text{ kJ/kg} \quad (4.16)$$

kde Q_v teplo přivedené ve vzduchu [kJ/kg]

Celkový vzduch vcházející do kotle na základě odborné konzultace jsem rozdělil na $X_{VP} = 10 \%$ pohazovací vzduch o teplotě 25 °C, zbytek v poměru 1:1 na primární a sekundární vzduch (tj. $X_{V1} = X_{V2} = 45 \%$) o teplotě 200 °C. Pohazovací vzduch napomáhá pohazování paliva na rošt, primární vzduch je přiváděn pod rošt a sekundární v několika úrovních do spalovací komory.

Teplo přivedené ve vzduchu

$$Q_v = X_{VP} \cdot \alpha \cdot I_{V \min}^{25} + X_{V1} \cdot \alpha \cdot I_{V \min}^{200} + X_{V2} \cdot \alpha \cdot I_{V \min}^{200} =$$

$$= 0,1 \cdot 1,35 \cdot 83,381 + 0,45 \cdot 1,35 \cdot 680,88 + 0,45 \cdot 1,35 \cdot 680,88 =$$

$$= 838,53 \text{ kJ/kg} \quad (4.17)$$

kde $I_{V \min}^{25}$ entalpie pohazovacího vzduchu [kJ/kg] pro teplotu 25 °C určena z Tab. 5
 $I_{V \min}^{200}$ entalpie primárního a sekundárního vzduchu [kJ/kg] pro teplotu 200 °C určena lineární interpolací z Tab. 5

Entalpie nechlazeného plamene

$$I_{np} = Q_u = 12307 \text{ kJ/kg} \quad (4.18)$$

Teplotu nechlazeného plamene pro entalpii $I_{np} = 12307,2 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_{np} = 1691,8 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (4.19)$$

4.3.3 Boltzmanovo číslo

Boltzmanovo číslo je bezrozměrné podobnostní kritérium

$$Bo = \frac{(1 - Z_{sv}^o) \cdot M_{pv} \cdot (O_S \bar{c}_S)_o}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot \Psi \cdot S_{st} \cdot (273,15 + t_{np})^3} =$$

$$= \frac{(1 - 0,0065) \cdot 3,2814 \cdot 7,8495}{5,68 \cdot 10^{-11} \cdot 0,45 \cdot 277,4 \cdot (273,15 + 1691,8)^3} = 0,4757 \quad (4.20)$$

kde Z_{sv}^o poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště [-]
 $(O_S \bar{c}_S)_o$ střední tepelná jímavost spalin v ohništi [kJ/kg°C]

Celkový tepelný výkon všech výhřevných ploch je 35100 kW, z čehož 25800 kW připadá na výparník, což je cca. 75 % celkového tepelného výkonu. To znamená, že za předpokladu úměrnosti na výparník připadá cca. 75 % z celkové ztráty sáláním a vedením tepla do okolí a z toho můžeme odhadnout, že na ohniště připadá cca. 60 %.

Poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště

$$Z_{sv}^o = 0,6 \cdot Z_{sv} = 0,6 \cdot 0,01083 = 0,00650 \quad (4.21)$$

Střední tepelná jímavost spalin v ohništi

$$(O_S \bar{c}_S)_o = \frac{Q_u - I_S^{t_{ok}}}{t_{np} - t_{ok}^{zv}} = \frac{12307 - 5597,6}{1691,8 - 837} = 7,8495 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} \quad (4.22)$$

kde $I_S^{t_{ok}}$ entalpie spalin na výstupu z ohniště [kJ/kg] pro teplotu $t_{ok}^{zv} = 837^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5

4.3.4 Součinitel M

Součinitel M respektuje průběh teplot v ohništi

$$M = 0,59 - 0,5 \cdot x_{pl} = 0,59 - 0,5 \cdot 0 = 0,59 \quad (4.23)$$

kde x_{pl} poloha maximální teploty plamene je $x_{pl} = 0$ dle [1]

4.3.5 Stupeň černosti ohniště

Stupeň černosti ohniště vyjadřuje sálavé vlastnosti plamene a stěn ohniště.

$$a_o = \frac{a_{pl} + (1 - a_{pl}) \cdot \frac{R}{S_{st}}}{1 - (1 - a_{pl}) \cdot (1 - \Psi) \cdot \left(1 - \frac{R}{S_{st}}\right)} =$$

$$= \frac{0,5316 + (1 - 0,5316) \cdot \frac{18,87}{277,4}}{1 - (1 - 0,5316) \cdot (1 - 0,45) \cdot \left(1 - \frac{18,87}{277,4}\right)} = 0,7415 \quad (4.24)$$

kde a_{pl} stupeň černosti plamene [-]
 R plocha hořící vrstvy paliva na roštu [m²] je totožná se skutečnou plochou roštu (viz rovnice 4.2)

Stupeň černosti plamene

$$a_{pl} = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,7583} = 0,5316 \quad (4.25)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota plamene

Optická hustota plamene

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk} + k_{kok} \cdot \kappa_1 \cdot \kappa_2) \cdot p \cdot s =$$

$$= (1,9248 + 0,1068 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,03) \cdot 0,101 \cdot 3,4417 = 0,7583 \quad (4.26)$$

kde $k_S \cdot r_S$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 k_{kok} součinitel je $k_{kok} = 10$ dle [1]
 κ_1 bezrozměrná charakteristika pro paliva s velkým prchavým podílem je $\kappa_1 = 0,5$ dle [1]
 κ_2 bezrozměrná charakteristika pro roštová ohniště je $\kappa_2 = 0,03$ dle [1]
 p tlak v ohništi je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s účinná tloušťka sálavé vrstvy [m]

Účinná tloušťka sálavé vrstvy

$$s = 3,6 \cdot \frac{V_o}{S_{st}} = 3,6 \cdot \frac{265,2}{277,4} = 3,4417 \text{ m} \quad (4.27)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot r_{H_2O}}{\sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_{ok}^{zv} + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S =$$

$$= \left(\frac{2,49 + 5,11 \cdot 0,2263}{\sqrt{0,0345 \cdot 3,4417}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{837 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 = 1,9248 \quad (4.28)$$

kde r_{H_2O} objemový podíl H_2O ve spalínách [-]
 p_S parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách [MPa]
 r_S objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách [-]

Objemový podíl H_2O ve spalínách

$$r_{H_2O} = \frac{O_{H_2O}^S + (\chi_v - 1) \cdot (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} =$$

$$= \frac{0,9702 + (1,016 - 1) \cdot (1,35 - 1) \cdot 2,552}{3,4571 + (1,35 - 1) \cdot 2,552} = 0,2263 \quad (4.29)$$

Objemový podíl plynů CO_2 a SO_2 ve spalínách

$$r_{RO_2} = \frac{O_{CO_2} + O_{SO_2}}{O_{SV \min} + (\alpha - 1) \cdot O_{VV \min}} = \frac{0,5018 + 0,0001}{3,4571 + (1,35 - 1) \cdot 2,552} = 0,1154 \quad (4.30)$$

Objemový podíl tříatomových plynů ve spalínách

$$r_S = r_{H_2O} + r_{RO_2} = 0,2263 + 0,1154 = 0,3417 \quad (4.31)$$

Parciální tlak tříatomových plynů ve spalínách

$$p_S = r_S \cdot p = 0,3417 \cdot 0,101 = 0,0345 \text{ MPa} \quad (4.32)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_{ok}^{zv} + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(837 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1068 \quad (4.33)$$

kde μ_{pk} koncentrace popele ve spalínách [kg/kg]
 d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu\text{m}$ dle [1]

Hmotnost spalín

$$G_S = 1 - A^r + 1,306 \cdot \alpha \cdot O_{VV \min} = \\ = 1 - 0,013 + 1,306 \cdot 1,35 \cdot 2,552 = 5,4864 \text{ kg/kg} \quad (4.34)$$

Koncentrace popele ve spalínách

$$\mu_{pk} = \frac{A_r \cdot (X_{\dot{u}} + 1)}{2 \cdot G_S} = \frac{0,013 \cdot (0,25 + 1)}{2 \cdot 5,4864} = 0,0015 \quad (4.35)$$

kde $X_{\dot{u}}$ poměrný úlet popílku [-] (viz Tab. 7)

Přebytek spalovacího vzduchu je ve všech tazích kotle stejný, proto budou všude stejné i následující výše vypočtené parametry spalín: r_{H_2O} , p_S , r_S , μ_{pk} .

4.3.6 Tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště

Tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště se bilancuje jako teplo ve spalínách mezi teplotami nechlazeného plamene a na výstupu ze spalovací komory

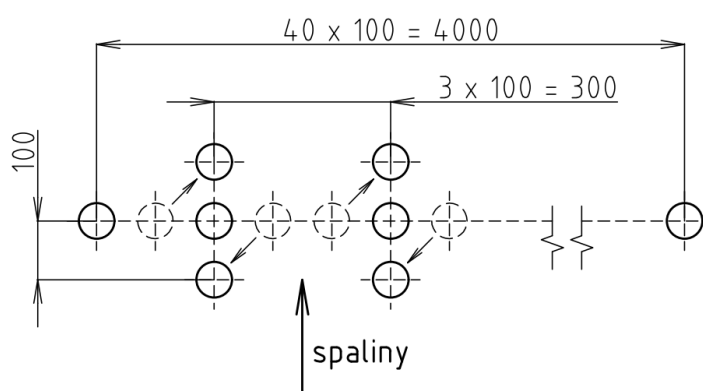
$$Q_o = M_{pv} \cdot (Q_u - I_S^{tok} - Z_{sv}^o \cdot Q_{ired}) = \\ = 3,2814 \cdot (12307 - 5597,6 - 0,0065 \cdot 11550) = 21771 \text{ kW} \quad (4.36)$$

5 Návrh mříže

Mříž tvoří přechod mezi ohništěm a druhým tahem kotle v horní části spalovací komory. Vznikne rozvolněním trubek membránové stěny, jedná se tedy o část výparníku.

5.1 Geometrický návrh mříže

Rozvolnění trubek membránové stěny je realizováno vyhnutím trubek tak, aby ve směru toku spalin byly navzájem přesazené (viz. Obr. 8). Výška mříže již byla vypočítána v podkapitole 4.2.1, další geometrické parametry mříže jsou uvedeny v Tab. 10.



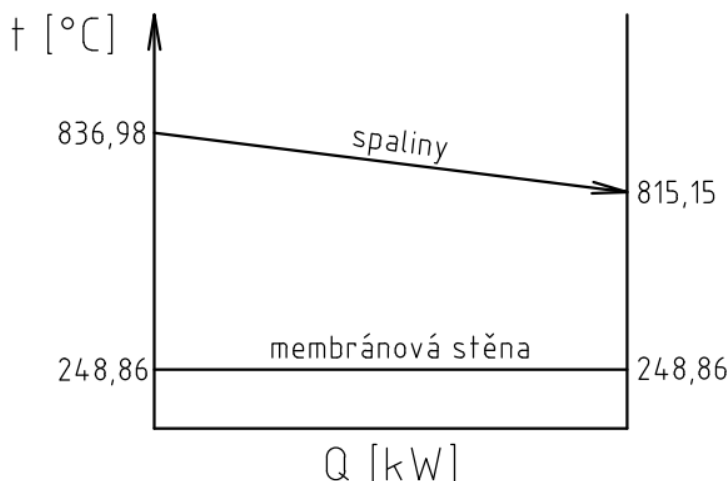
Obr. 8 Schéma rozvolnění trubek membránové stěny

Tab. 10 Geometrické parametry mříže

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Výška mříže	c	2,6	m
Šířka mříže	a	4	m
Příčná rozteč	s_1	0,3	m
Podélná rozteč	s_2	0,1	m
Vnější průměr trubek	D	0,0603	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	13	-
Počet řad	z_2	3	-

5.2 Tepelný výpočet mříže

Cílem tepelného výpočtu je stanovení teploty spalin na výstupu z mříže a tepla odebraného v mříži. Nejprve odhadem si zvolím zmíněnou teplotu, pro kterou provedu celý výpočet a následně určím skutečnou teplotu spalin na výstupu z mříže. Pokud tato teplota se výrazně liší od zvolené, výpočet se opakuje s použitím vypočítané skutečné teploty. Analogicky postupuji při tepelném výpočtu dalších teplosměnných ploch. Tepelný výpočet mříže je proveden dle [1]. Průběh teploty spalin a pracovního média v mříži je znázorněn na Obr. 9.



Obr. 9 Průběh teploty spalín a pracovního média v mříži

5.2.1 Charakteristika spalín v mříži

Zvolená teplota spalín na výstupu z mříže

$$t_S^{out\ zv} = 815\ ^\circ\text{C} \quad (5.1)$$

Střední teplota spalín v mříži

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\ zv}}{2} = \frac{836,98 + 815}{2} = 825,99\ ^\circ\text{C} \quad (5.2)$$

kde t_S^{in} teplota spalín na vstupu do mříže [$^\circ\text{C}$] je totožná se skutečnou teplotou spalín na výstupu z ohniště (viz rovnice 4.15)

$$T_S = t_S + 273,15 = 825,99 + 273,15 = 1099,1\ \text{K} \quad (5.3)$$

Fyzikální charakteristiky spalín v mříži pro střední teplotu $t_S = 825,99\ ^\circ\text{C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 11.

Tab. 11 Fyzikální charakteristiky spalín v mříži

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$103,70 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$142,06 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,6574	-

Přebytek spalovacího vzduchu je ve všech tazích kotle stejný ($\alpha = 1,35$), proto bude všude stejný i **objemový průtok spalín**

$$V_S = M_{pv} \cdot O_{SV} = 3,2814 \cdot 4,3503 = 14,275\ \text{Nm}^3/\text{s} \quad (5.4)$$

Světlý průřez proudu spalín v mříži

$$F_S = (a - z_1 \cdot D) \cdot c = (4 - 13 \cdot 0,0603) \cdot 2,6 = 8,3619\ \text{m}^2 \quad (5.5)$$

Rychlost proudění spalin v mříži

$$w_s = \frac{V_s}{F_s} \cdot \frac{273,15 + t_s}{273,15} = \frac{14,275}{8,3619} \cdot \frac{273,15 + 825,99}{273,15} = 6,8695 \text{ m/s} \quad (5.6)$$

5.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry se uvažuje pouze u přehříváků, v případě mříže se bere $1/\alpha_p = 0$ dle [1].

5.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 0,9225 \cdot 0,9342 \cdot \frac{103,70 \cdot 10^{-3}}{0,0603} \cdot \left(\frac{6,8696 \cdot 0,0603}{142,06 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6574^{0,33} = \\ &= 46,116 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (5.7)$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 < 10$

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (3 - 2) = 0,9225 \quad (5.8)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$\begin{aligned} C_s &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \\ &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 4,9751 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,6584}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,9342 \end{aligned} \quad (5.9)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,3}{0,0603} = 4,9751 \quad (5.10)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,1}{0,0603} = 1,6584 \quad (5.11)$$

5.2.4 Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2449 \cdot 1099,1^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{602,01}{1099,1}\right)^4}{1 - \frac{602,01}{1099,1}} = 33,568 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.12)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2809} = 0,2449 \quad (5.13)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (5,2846 + 0,1075) \cdot 0,101 \cdot 0,5158 = 0,7583 \quad (5.14)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0603 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,3 \cdot 0,1}{0,0603^2} - 1 \right) = 0,5158 \text{ m} \quad (5.15)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,5158}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{825,99 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 5,2846 \quad (5.16)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(825,99 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1075 \quad (5.17)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \text{ } \mu\text{m}$ dle [1]

Teplota povrchu nánosů

$$t_z = t + \Delta t = 248,86 + 80 = 328,86 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.18)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$]
 Δt zvýšení teploty pro mříž na výstupu z ohniště je $\Delta t = 80 \text{ } ^\circ\text{C}$ dle [1]

$$T_z = t_z + 273,15 = 328,86 + 273,15 = 602,01 \text{ K} \quad (5.19)$$

5.2.5 Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 46,116 + 33,568 = 79,684 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.20)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

5.2.6 Teplo odebrané v mříži

Teplosměnná plocha mříže

$$S = z_1 \cdot z_2 \cdot \pi \cdot D \cdot c = 13 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 0,0603 \cdot 2,6 = 19,209 \text{ m}^2 \quad (5.21)$$

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_S = 0,6 \cdot 79,684 = 47,810 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (5.22)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivity je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{588,12 - 566,14}{\ln\left(\frac{588,12}{566,14}\right)} = 577,06 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.23)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t = 836,98 - 248,86 = 588,12 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.24)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ }zv} - t = 815 - 248,86 = 566,14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.25)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 8.

Teplo odebrané v mříži

$$Q_M = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{19,209 \cdot 47,81 \cdot 577,06}{10^3} = 529,97 \text{ kW} \quad (5.26)$$

5.2.7 Kontrola teploty spalín na výstupu z mříže

Teplo spalín na vstupu do mříže

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 5597,5 \cdot 3,2814 = 18368 \text{ kW} \quad (5.27)$$

kde I_S^{in} entalpie spalín na vstupu do mříže [kJ/kg] pro teplotu $t_s^{in} = 836,98 \text{ } ^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5

Teplo spalín na výstupu z mříže

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_M = 18368 - 529,97 = 17838 \text{ kW} \quad (5.28)$$

Entalpie spalin na výstupu z mříže

$$I_S^{out} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{17838}{3,2814} = 5436,0 \text{ kJ/kg} \quad (5.29)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu z mříže pro entalpii $I_S^{out} = 5436 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 815,15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.30)$$

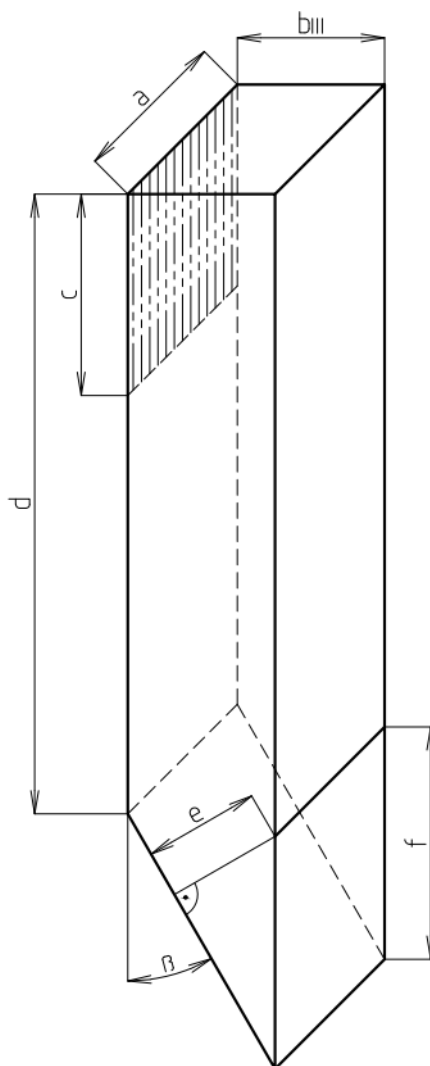
Zvolená teplota spalin na výstupu z mříže se od vypočítané skutečné liší o $0,15 \text{ } ^\circ\text{C}$, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

6 Návrh II. tahu

Druhý tah je navrhován jako prázdný, nejsou v něm umístěny žádné trubkové svazky, je tvořen pouze membránovou stěnou. Dochází v něm ke snížení teploty spalin, což má za následek menší zalepování teplosměnných ploch popílkem v dalším tahu kotle.

6.1 Geometrický návrh II. tahu

Schéma II. tahu je znázorněno na Obr. 10. Z důvodu, aby byl dostatečný prostor pro umístění trysek sekundárního vzduchu na zadní straně spalovací komory, příslušné rozměry II. tahu jsem zvolil následovně: $d = 8$ m, $\beta = 30^\circ$. Geometrické parametry II. tahu jsou uvedeny v Tab. 12.



Obr. 10 Schéma II. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu ze II. tahu

$$t_S^{out\,zv} = 727\,^{\circ}\text{C} \quad (6.1)$$

Střední teplota spalin ve II. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\ zv}}{2} = \frac{815,15 + 727}{2} = 771,08\ ^\circ\text{C} \quad (6.2)$$

kde t_S^{in} teplota spalin na vstupu do II. tahu [$^\circ\text{C}$] je totožná se skutečnou teplotou spalin na výstupu z mříže (viz rovnice 5.30)

$$T_S = t_S + 273,15 = 771,08 + 273,15 = 1044,2\ \text{K} \quad (6.3)$$

Předběžný průtočný průřez proudu spalin ve II. tahu

$$F_S^{př} = \frac{V_S}{w_S^{zv}} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{7} \cdot \frac{273,15 + 771,08}{273,15} = 7,7961\ \text{m}^2 \quad (6.4)$$

kde w_S^{zv} rychlost proudění spalin ve II. tahu dle odborné konzultace jsem zvolil $w_S^{zv} = 7\ \text{m/s}$

Délku II. tahu zaokrouhlím tak, aby byla dělitelná roztečí membránových trubek

$$b_{II} = \frac{F_S^{př}}{a} = \frac{7,7961}{4} = 1,9490\ \text{m} \rightarrow b_{II} = 1,9\ \text{m} \quad (6.5)$$

Skutečný průtočný průřez proudu spalin ve II. tahu

$$F_S^{sk} = a \cdot b_{II} = 4 \cdot 1,9 = 7,6\ \text{m}^2 \quad (6.6)$$

Skutečná rychlost proudění spalin ve II. tahu

$$w_S^{sk} = \frac{V_S}{F_S^{sk}} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{7,6} \cdot \frac{273,15 + 771,08}{273,15} = 7,1806\ \text{m/s} \quad (6.7)$$

Průtočný průřez proudu spalin v nejužším místě II. tahu

$$F_{S\ min} = \frac{V_S}{w_{S\ min}^{zv}} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{9} \cdot \frac{273,15 + 771,08}{273,15} = 6,0636\ \text{m}^2 \quad (6.8)$$

kde $w_{S\ min}^{zv}$ rychlost proudění spalin v nejužším místě II. tahu dle odborné konzultace jsem zvolil $w_{S\ min}^{zv} = 9\ \text{m/s}$

Rozměry II. tahu

$$e = \frac{F_{S\ min}}{a} = \frac{6,0636}{4} = 1,5159\ \text{m} \rightarrow e = 1,5\ \text{m} \quad (6.9)$$

$$f = \frac{e}{\sin \beta} = \frac{1,5}{\sin 30} = 3 \quad (6.10)$$

Tab. 12 Geometrické parametry II. tahu

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Šířka II. tahu	a	4	m
Délka II. tahu	b_{II}	1,9	m
Výška mříže	c	2,6	m
Rozměr d	d	8	m
Rozměr e	e	1,5	m
Rozměr f	f	3	m
Úhel β	β	30	$^\circ$

Plocha přední stěny II. tahu

$$S_a = a \cdot d + a \cdot \frac{b_{II}}{\sin \beta} = 4 \cdot 8 + 4 \cdot \frac{1,9}{\sin 30} = 47,2 \text{ m}^2 \quad (6.11)$$

Plocha boční stěny II. tahu

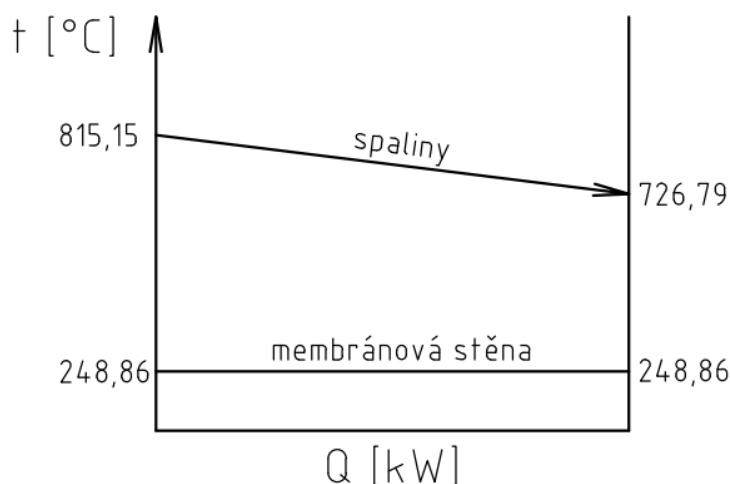
$$S_b = b_{II} \cdot d + 0,5 \cdot \left(b_{II} \cdot \frac{b_{II}}{\sin \beta} \right) = 1,9 \cdot 8 + 0,5 \cdot \left(1,9 \cdot \frac{1,9}{\sin 30} \right) = 18,326 \text{ m}^2 \quad (6.12)$$

Plocha zadní stěny II. tahu

$$S_c = \left(d + \frac{b_{II}}{\tan \beta} - f \right) \cdot a = \left(8 + \frac{1,9}{\tan 30} - 3 \right) \cdot 4 = 33,164 \text{ m}^2 \quad (6.13)$$

6.2 Tepelný výpočet II. tahu

Tepelný výpočet II. tahu je proveden dle [1]. Průběh teploty spalin a pracovního média ve II. tahu je znázorněn na Obr. 11.



Obr. 11 Průběh teploty spalin a pracovního média ve II. tahu

6.2.1 Charakteristika spalin ve II. tahu

Fyzikální charakteristiky spalin ve II. tahu pro střední teplotu $t_s = 771,08 \text{ °C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 13.

Tab. 13 Fyzikální charakteristiky spalin ve II. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_s	$98,278 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_s	$130,53 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,6629	-

6.2.2 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry se uvažuje pouze u přehříváků, v případě membránové stěny se bere $1/\alpha_p = 0$ dle [1].

6.2.3 Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_s^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{98,278 \cdot 10^{-3}}{2,5763} \cdot \left(\frac{7,1806 \cdot 2,5763}{130,53 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6629^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 9,8388 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (6.14)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m]
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_S^{sk}}{O} = \frac{4 \cdot 7,6}{11,8} = 2,5763 \text{ m} \quad (6.15)$$

kde O obvod průřezu kanálu ve II. tahu [m]

Obvod průřezu kanálu ve II. tahu

$$O = 2 \cdot (a + b_{II}) = 2 \cdot (4 + 1,9) = 11,8 \text{ m} \quad (6.16)$$

6.2.4 Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned}\alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4245 \cdot 1044,2^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{577,33}{1044,2} \right)^4}{1 - \frac{577,33}{1044,2}} = 50,280 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (6.17)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,5526} = 0,4245 \quad (6.18)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_S \cdot r_S + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = \quad (6.19)$$

$$= (2,7211 + 0,1112) \cdot 0,101 \cdot 1,9317 = 0,5526$$

kde $k_S \cdot r_S$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro volný objem bez trubkového svazku či desek

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{73,305}{136,62} = 1,9317 \text{ m} \quad (6.20)$$

kde V objem sálajícího prostoru [m^3]
 F_{st} povrch sálajícího prostoru [m^2]

Objem sálajícího prostoru

$$V = S_b \cdot a = 18,326 \cdot 4 = 73,305 \text{ m}^3 \quad (6.21)$$

Povrch sálajícího prostoru

$$F_{st} = S_a + 2 \cdot S_b + S_c + a \cdot b_{II} + a \cdot f = \quad (6.22)$$

$$= 47,2 + 2 \cdot 18,326 + 33,164 + 4 \cdot 1,9 + 4 \cdot 3 = 136,62 \text{ m}^2$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_S \cdot r_S = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_S + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S = \quad (6.23)$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 1,9317}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{771,08 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 2,7211$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_S + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(771,08 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1112 \quad (6.24)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \text{ } \mu\text{m}$ dle [1]

Teplota povrchu nánosů ($I/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_S^{in} - I_S^{out})}{S} \cdot 10^3 = \quad (6.25)$$

$$= 248,86 + 0,003 \cdot \frac{3,2814 \cdot (5436 - 4794,1)}{114,22} \cdot 10^3 = 304,18 \text{ } ^\circ\text{C}$$

kde	t	střední teplota pracovního média v trubkách [°C] je totožná s teplotou páry na výstupu z výparného systému (viz rovnice 3.56)
	ε	součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\varepsilon = 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
	I_S^{in}	entalpie spalín na vstupu do II. tahu [kJ/kg] je totožná s entalpií spalín na výstupu z mříže (viz rovnice 5.29)
	I_S^{out}	entalpie spalín na výstupu ze II. tahu [kJ/kg] pro teplotu $t_S^{out zv} = 727 \text{ °C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5
	S	teplosměnná plocha membránové stěny ve II. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 304,18 + 273,15 = 577,33 \text{ K} \quad (6.26)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny ve II. tahu

$$S = S_a + 2 \cdot S_b + S_c + a \cdot b_{II} - a \cdot c = 47,2 + 2 \cdot 18,326 + 33,164 + 4 \cdot 1,9 - 4 \cdot 2,6 = 114,22 \text{ m}^2 \quad (6.27)$$

6.2.5 Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 0,9 \cdot 9,8388 + 50,280 = 59,134 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.28)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 0,9$

6.2.6 Teplo odebrané membránovou stěnou ve II. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_S = 0,6 \cdot 59,134 = 35,481 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (6.29)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m} \right)} = \frac{566,29 - 478,14}{\ln \left(\frac{566,29}{478,14} \right)} = 520,97 \text{ °C} \quad (6.30)$$

$$\Delta t_v = t_S^{in} - t = 815,15 - 248,86 = 566,29 \text{ °C} \quad (6.31)$$

$$\Delta t_m = t_S^{out zv} - t = 727 - 248,86 = 478,14 \text{ °C} \quad (6.32)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 11.

Teplo odebrané membránovou stěnou ve II. tahu

$$Q_{II} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{114,22 \cdot 35,481 \cdot 520,97}{10^3} = 2111,2 \text{ kW} \quad (6.33)$$

6.2.7 Kontrola teploty spalín na výstupu ze II. tahu

Teplo spalín na vstupu do II. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 5436 \cdot 3,2814 = 17838 \text{ kW} \quad (6.34)$$

Teplo spalin na výstupu ze II. tahu

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_{II} = 17838 - 2111,2 = 15727 \text{ kW} \quad (6.35)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu ze II. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{15727}{3,2814} = 4792,6 \text{ kJ/kg} \quad (6.36)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu ze II. tahu pro entalpii $I_S^{out sk} = 4792,6 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 726,79 \text{ °C} \quad (6.37)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu ze II. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,21 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

7 Návrh III. tahu

III.tah je tvořen membránovou stěnou, ve které je umístěn přehřívák 3 a dva díly přehříváku 2. Přehříváky jsou zavěšeny na dvou řadách závěsných trubek, které jsou chlazený sytou párou z bubnu, aby nedošlo k jejich deformaci vlivem vysoké teploty spalin. Mezi jednotlivé trubky zadní membránové stěny jsou zavedeny vstupy a výstupy přehříváků a výstupy závěsných trubek.

Maximální dovolená výška teplosměnných bloků je cca. 2 m kvůli jejich čištění, což je realizováno parními ofukovači umístěnými před a za teplosměnnými bloky. Dále minimální dovolená vzdálenost mezi teplosměnnými bloky je cca. 0,7 m kvůli umístění průlezových otvorů mezi jednotlivé bloky, které slouží ke kontrole a případným opravám. Tyto dovolené rozměry při návrhu a umístění teplosměnných bloků byly brány do úvahy i v případě dalších tahů kotle.

Tepelný výpočet III. tahu je rozdělen na čtyři části, při jejich výpočtu opět zvolím teplotu spalin na výstupu z dané části kotle a následně ověřím správnost zvolené teploty. Tepelný výpočet III. tahu je proveden dle [1].

Výpočet délky III. tahu

Délku III. tahu vypočítám na základě zvolené rychlosti a teploty spalin na vstupu do přehříváku 2B, kde předpokládám nejvyšší rychlost proudění spalin ve III. tahu z důvodu hustějšího uspořádání trubek než v případě přehříváku 3.

Zvolená rychlost proudění spalin na vstupu do přehříváku 2B

$$w_S^{in zv} = 6,5 \text{ m/s} \quad (7.1)$$

Zvolená teplota spalin na vstupu do přehříváku 2B

$$t_S^{in zv} = 601 \text{ °C} \quad (7.2)$$

Světlý průřez proudu spalin na vstupu do přehříváku 2B

$$F_S^{in} = \frac{V_S}{w_S^{in zv}} \cdot \frac{273,15 + t_S^{in zv}}{273,15} = \frac{14,275}{6,5} \cdot \frac{273,15 + 601}{273,15} = 7,0284 \text{ m}^2 \quad (7.3)$$

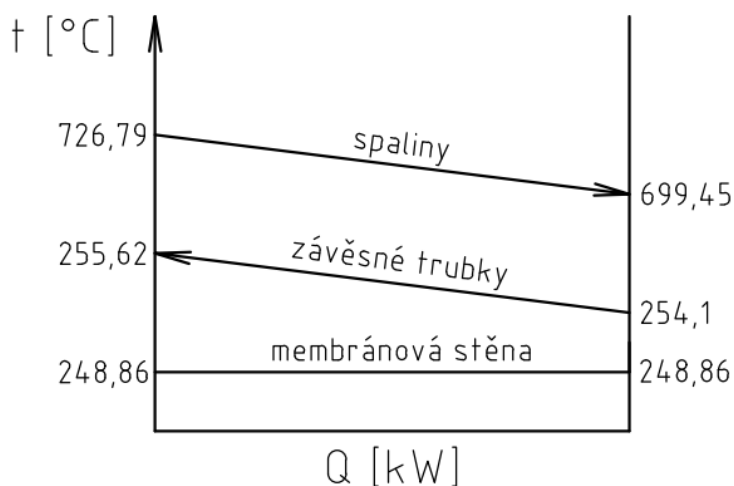
Délku III. tahu zaokrouhlím tak, aby byla dělitelná roztečí membránových trubek

$$b_{III} = \frac{F_S^{in} + z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4}}{a - z_1 \cdot D} = \frac{7,0284 + 20 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4}}{4 - 40 \cdot 0,038} = 2,8523 \text{ m} \rightarrow 2,8 \text{ m} \quad (7.4)$$

kde z_{1ZT} počet závěsných trubek v jedné řadě [-] (viz Tab. 16)
 z_{2ZT} počet řad závěsných trubek [-] (viz Tab. 16)
 D_{ZT} vnější průměr závěsných trubek [m] (viz Tab. 16)
 z_1 počet trubek v jedné řadě přehříváku 2B [-] (viz Tab. 26)
 D vnější průměr trubek přehříváku 2B [m] (viz Tab. 26)

7.1 Návrh 1. části III. tahu

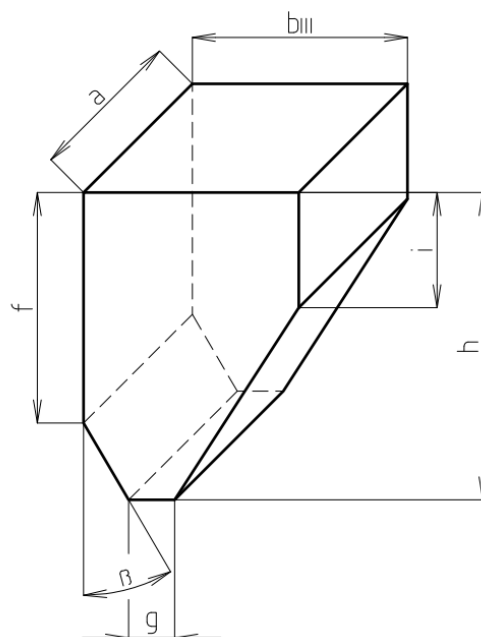
1. část III. tahu je tzv. obratová komora, která spojuje II. tah s III. tahem. Je tvořena membránovou stěnou a prochází ní výstupní část závěsných trubek, která zde tvoří mříž. Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části III. tahu je znázorněn na Obr. 12.



Obr. 12 Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části III. tahu

7.1.1 Geometrický návrh obratové komory

Schéma obratové komory je znázorněno na Obr. 13. Šířku otvoru pro odvod popílku na základě odborné konzultace jsem zvolil $g = 0,6$ m, další rozměry z důvodu vhodného konstrukčního řešení jsem zvolil následovně: $h = 4$ m, $i = 1,5$ m. Geometrické parametry obratové komory jsou uvedeny v Tab. 14. Na základě těchto parametrů, pomocí goniometrických funkcí jsem vypočítal velikost plochy stěn obratové komory.



Obr. 13 Schéma obratové komory

Tab. 14 Geometrické parametry obratové komory

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Šířka obratové komory	a	4	m
Délka III. tahu	b_{III}	2,8	m
Rozměr f	f	3	m
Rozměr g	g	0,6	m
Rozměr h	h	4	m
Rozměr i	i	1,5	m
Úhel β	β	30	°

Plocha přední stěny obratové komory

$$S_a = \frac{h - f}{\cos \beta} \cdot a = \frac{4 - 3}{\cos 30} \cdot 4 = 4,6188 \text{ m}^2 \quad (7.5)$$

Plocha boční stěny obratové komory

$$\begin{aligned} S_b &= i \cdot b_{III} + \frac{[g + (g - f) \cdot \tan \beta + b_{III}] \cdot (h - i)}{2} - \frac{(h - f)^2 \cdot \tan \beta}{2} = \\ &= 1,5 \cdot 2,8 + \frac{[0,6 + (0,6 - 3) \cdot \tan 30 + 2,8] \cdot (4 - 1,5)}{2} - \frac{(4 - 3)^2 \cdot \tan 30}{2} = \\ &= 8,8830 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.6)$$

Plocha zadní stěny obratové komory

$$\begin{aligned} S_c &= i \cdot a + \sqrt{(h - i)^2 + [b_{III} - g - (h - f) \cdot \tan \beta]^2} \cdot a = \\ &= 1,5 \cdot 4 + \sqrt{(4 - 1,5)^2 + [2,8 - 0,6 - (4 - 3) \cdot \tan 30]^2} \cdot 4 = 17,922 \text{ m}^2 \end{aligned} \quad (7.7)$$

7.1.2 Tepelný výpočet membránové stěny

Charakteristika spalin v 1. části III. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 1. části III. tahu

$$t_S^{out\ zv} = 699 \text{ °C} \quad (7.8)$$

Střední teplota spalin v 1. části III. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\ zv}}{2} = \frac{726,79 + 699}{2} = 712,90 \text{ °C} \quad (7.9)$$

kde t_S^{in} teplota spalin na vstupu do 1. části III. tahu [°C] je totožná se skutečnou teplotou spalin na výstupu ze II. tahu (viz rovnice 6.37)

$$T_S = t_S + 273,15 = 712,9 + 273,15 = 986,05 \text{ K} \quad (7.10)$$

Fyzikální charakteristiky spalin v 1. části III. tahu pro střední teplotu $t_S = 712,9 \text{ °C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 15.

Tab. 15 Fyzikální charakteristiky spalín v 1. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$92,664 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$118,31 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,6687	-

Jak již bylo zmíněno v úvodní části této kapitoly, výstupní část závěsných trubek v obrátové komoře tvoří mříž, což komplikuje tepelný výpočet membránové stěny. Z toho důvodu rychlost proudění spalín, světlý průřez proudu spalín a u pozdějších výpočtů i obvod průřezu kanálu se pro zjednodušení počítají na výstupu z obrátové komory.

Světlý průřez proudu spalín v 1. části III. tahu (na výstupu z obrátové komory)

$$F_S = a \cdot b_{III} - z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} = 4 \cdot 2,8 - 20 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 11,155 \, m^2 \quad (7.11)$$

Rychlost proudění spalín v 1. části III. tahu (na výstupu z obrátové komory)

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{11,155} \cdot \frac{273,15 + 712,9}{273,15} = 4,6198 \, m/s \quad (7.12)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry se uvažuje pouze u přehříváků, v případě membránové stěny se bere $1/\alpha_p = 0$ dle [1].

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d_e} \cdot \left(\frac{w_S \cdot d_e}{\nu_S} \right)^{0,8} \cdot Pr_S^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{92,664 \cdot 10^{-3}}{2,4282} \cdot \left(\frac{4,6198 \cdot 2,4282}{118,31 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6687^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 7,1608 \, W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1} \end{aligned} \quad (7.13)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m]
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_S}{O} = \frac{4 \cdot 11,155}{18,375} = 2,4282 \, m \quad (7.14)$$

kde O obvod průřezu kanálu v 1. části III. tahu [m] (na výstupu z obrátové komory)

Obvod průřezu kanálu v 1. části III. tahu (na výstupu z obrátové komory)

$$\begin{aligned} O &= 2 \cdot (a + b_{III}) + z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} = \\ &= 2 \cdot (4 + 2,8) + 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 18,375 \, m^2 \end{aligned} \quad (7.15)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,4493 \cdot 986,05^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{571,23}{986,05}\right)^4}{1 - \frac{571,23}{986,05}} = 46,608 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.16)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,5965} = 0,4493 \quad (7.17)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (2,6873 + 0,1156) \cdot 0,101 \cdot 2,1071 = 0,5965 \quad (7.18)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro volný objem bez trubkového svazku či desek

$$s = 3,6 \cdot \frac{V}{F_{st}} = 3,6 \cdot \frac{35,532}{60,707} = 2,1071 \text{ m} \quad (7.19)$$

kde V objem sálajícího prostoru [m^3]
 F_{st} povrch sálajícího prostoru [m^2]

Objem sálajícího prostoru

$$V = S_b \cdot a = 8,883 \cdot 4 = 35,532 \text{ m}^3 \quad (7.20)$$

Povrch sálajícího prostoru

$$F_s = S_a + 2 \cdot S_b + S_c + a \cdot f + a \cdot g + a \cdot i =$$

$$= 4,6188 + 2 \cdot 8,883 + 17,922 + 4 \cdot 3 + 4 \cdot 0,6 + 4 \cdot 1,5 = 60,707 \text{ m}^2 \quad (7.21)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 2,1071}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{712,9 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 2,6873$$
(7.22)

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(712,9 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1156$$
(7.23)

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu m$ dle [1]

Teplota povrchu nánosu ($1/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_s^{in} - I_s^{out})}{S} \cdot 10^3 =$$

$$= 248,86 + 0,003 \cdot \frac{3,2814 \cdot (4792,6 - 4591,1)}{40,307} \cdot 10^3 = 298,08 \text{ } ^\circ C$$
(7.24)

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ C$] je totožná s teplotou páry na výstupu z výparného systému (viz rovnice 3.56)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\varepsilon = 0,003 \text{ m}^2 \cdot K/W$
 I_s^{in} entalpie spalín na vstupu do 1. části III. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalín na výstupu ze II. tahu (viz rovnice 6.36)
 I_s^{out} entalpie spalín na výstupu z 1. části III. tahu [kJ/kg] pro teplotu $t_s^{out zv} = 699 \text{ } ^\circ C$ určena lineární interpolací z Tab. 5
 S teplosměnná plocha membránové stěny v 1. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 298,08 + 273,15 = 571,23 \text{ K}$$
(7.25)

Teplosměnná plocha membránové stěny v 1. části III. tahu

$$S = S_a + 2 \cdot S_b + S_c = 4,6188 + 2 \cdot 8,883 + 17,922 = 40,307 \text{ m}^2$$
(7.26)

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 0,75 \cdot 7,1608 + 46,608 = 51,978 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$
(7.27)

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 0,75$

Teplo odebrané membránovou stěnou v 1. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_s = 0,6 \cdot 51,978 = 31,187 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$
(7.28)

kde Ψ součinitel tepelné efektivity je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{477,93 - 450,14}{\ln\left(\frac{477,93}{450,14}\right)} = 463,90 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.29)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t = 726,79 - 248,86 = 477,93 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.30)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\,zv} - t = 699 - 248,86 = 450,14 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.31)$$

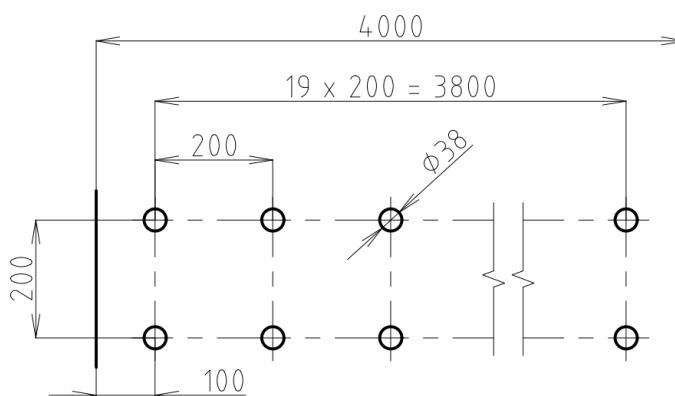
Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 12.

Teplo odebrané membránovou stěnou v 1. části III. tahu

$$Q_{MS}^{III1} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{40,307 \cdot 31,187 \cdot 463,9}{10^3} = 583,13 \text{ kW} \quad (7.32)$$

7.1.3 Geometrický návrh závěsných trubek

Uspořádání závěsných trubek v 1. části III. tahu je znázorněno na Obr. 14, jejich geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 16. Tloušťka závěsných trubek je výraznější z důvodu namáhání od zavěšených přehřívacích dílů.



Obr. 14 Uspořádání závěsných trubek v 1. části III. tahu

Tab. 16 Geometrické parametry závěsných trubek

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr	D_{ZT}	0,038	m
Tloušťka stěny	t_{ZT}	0,0063	m
Vnitřní průměr	d_{ZT}	0,0254	m
Příčná rozteč	s_{1ZT}	0,2	m
Podélná rozteč	s_{2ZT}	0,2	m
Počet trubek v jedné řadě	z_{1ZT}	20	-
Počet řad	z_{2ZT}	2	-

7.1.4 Tepelný výpočet závěsných trubek

Cílem tepelného výpočtu je stanovení teploty páry na vstupu do dané části závěsných trubek. Nejprve odhadem si zvolím tuto teplotu, pak na konci tepelného výpočtu ji ověřím. Analogicky postupuji také v případě dalších částí závěsných trubek.

Charakteristika páry v závěsných trubkách v 1. části III. tahu

Zvolená teplota páry na vstupu do závěsných trubek v 1. části III. tahu

$$t_p^{in zv} = 254 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.33)$$

Parametry páry v závěsných trubkách v 1. části III. tahu jsou uvedeny v Tab. 17.

Tab. 17 Parametry páry v závěsných trubkách v 1. části III. tahu

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	$t_p^{in zv}$	254	$^{\circ}\text{C}$
	výstup	t_p^{out}	255,62	
	střední hodnota	t_p	254,81	
Tlak	vstup	p_p^{in}	3,9	MPa
	výstup	p_p^{out}		
	střední hodnota	p_p		
Entalpie	vstup	i_p^{in}	2821,1	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	2827,0	
	střední hodnota	i_p	2824,1	

Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách v 1. části III. tahu pro střední teplotu $t_p = 254,81 \text{ }^{\circ}\text{C}$ a tlak $p_p = 3,9 \text{ MPa}$ páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 18.

Tab. 18 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách 1. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0524	m^3/kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0502	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	η_p	$1,774\cdot 10^{-5}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_p	$9,292\cdot 10^{-7}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,296	-

Průtočný průřez proudu páry v závěsných trubkách je stejný ve všech částech závěsných trubek.

$$F_{pZT} = z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ZT}^2}{4} = 20 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0254^2}{4} = 0,0203 \text{ m}^2 \quad (7.34)$$

Rychlost proudění páry v závěsných trubkách v 1. části III. tahu

$$w_p = \frac{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_{pZT}} = \frac{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot 0,0524}{0,0203} = 31,185 \text{ m/s} \quad (7.35)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned}\alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0502}{0,0254} \cdot \left(\frac{31,185 \cdot 0,0254}{9,292 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,296^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 2800,1 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.36)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem závěsných trubek (viz Tab. 16)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D_{zt}} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D_{zt}}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 0,91 \cdot 0,001 \cdot \frac{92,664 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{4,6198 \cdot 0,038}{118,31 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6687^{0,33} = \\ &= 0,0446 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.37)$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 < 10$

$$C_z = 0,91 + 0,0125 \cdot (z_2 - 2) = 0,91 + 0,0125 \cdot (2 - 2) = 0,91 \quad (7.38)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$\begin{aligned}C_s &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \\ &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 5,2632 - 3) \cdot \left(1 - \frac{5,2632}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,0010\end{aligned}\quad (7.39)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_{1zt}}{D_{zt}} = \frac{0,2}{0,038} = 5,2632 \quad (7.40)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_2 = \frac{s_{2zt}}{D_{zt}} = \frac{0,2}{0,038} = 5,2632 \quad (7.41)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,3618 \cdot 986,05^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{565,43}{986,05}\right)^4}{1 - \frac{565,43}{986,05}} = 37,207 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.42)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosu [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,4491} = 0,3618 \quad (7.43)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (3,6787 + 0,1156) \cdot 0,101 \cdot 1,172 = 0,4491 \quad (7.44)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi (viz rovnice 7.23)
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D_{zt} \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_{1ZT} \cdot s_{2ZT}}{D_{ZT}^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,2}{0,038^2} - 1 \right) = 1,1720 \text{ m} \quad (7.45)$$

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 1,172}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{712,9 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 3,3787 \quad (7.46)$$

Teplota povrchu nánosu ($1/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{Q_{ZT}^{III1} \text{ př}}{s} \cdot 10^3 = 254,81 + 0,0035 \cdot \frac{71,578}{6,6853} \cdot 10^3 = 292,28 \text{ °C} \quad (7.47)$$

kde	t	střední teplota pracovního média v trubkách [°C] (viz Tab. 17)
	ε	součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\varepsilon = 0,0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
	$Q_{ZT}^{III1 \text{ př}}$	předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami v 1. části III. tahu
	S	teplosměnná plocha závěsných trubek v 1. části III. tahu [m ²]

$$T_z = t_z + 273,15 = 292,28 + 273,15 = 565,43 \text{ K} \quad (7.48)$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami v 1. části III. tahu

$$\begin{aligned} Q_{ZT}^{III1 \text{ př}} &= (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_p^{\text{out}} - i_p^{\text{in}}) = \\ &= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2827 - 2821,1) = 71,578 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.49)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek v 1. části III. tahu

$$S = z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot \frac{b_{III}}{2} = 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot \frac{2,8}{2} = 6,6853 \text{ m}^2 \quad (7.50)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 0,0446 + 37,207 = 37,252 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.51)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Teplo odebrané závěsnými trubkami v 1. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_S}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 37,252}{1 + \frac{37,252}{2800,1}} = 22,058 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.52)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{471,17 - 445}{\ln\left(\frac{471,17}{445}\right)} = 457,96 \text{ °C} \quad (7.53)$$

$$\Delta t_v = t_s^{\text{in}} - t_p^{\text{out}} = 726,79 - 255,62 = 471,17 \text{ °C} \quad (7.54)$$

$$\Delta t_m = t_s^{\text{out zv}} - t_p^{\text{in zv}} = 699 - 254 = 445 \text{ °C} \quad (7.55)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 12.

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami v 1. části III. tahu

$$Q_{ZT}^{III1 \text{ sk}} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{6,6853 \cdot 22,058 \cdot 457,96}{10^3} = 67,532 \text{ kW} \quad (7.56)$$

Kontrola teploty páry na vstupu do závěsných trubek v 1. části III. tahu**Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek v 1. části III. tahu**

$$i_p^{in sk} = i_p^{out} - \frac{Q_{ZT}^{III1 sk}}{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp}} =$$

$$= 2827 - \frac{67,532}{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5} = 2821,4 \text{ kJ/kg} \quad (7.57)$$

Skutečnou teplotu páry na vstupu do závěsných trubek v 1. části III. tahu
určím dle [3]

$$t_p^{in sk} = 254,10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.58)$$

Zvolená teplota páry se od skutečné liší o 0,1 °C, což je přijatelná odchylka.

7.1.5 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části III. tahu**Teplo spalin na vstupu do 1. části III. tahu**

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 4792,6 \cdot 3,2814 = 15727 \text{ kW} \quad (7.59)$$

Teplo spalin na výstupu z 1. části III. tahu

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_{MS}^{III1} - Q_{ZT}^{III1 sk} = 15727 - 583,13 - 67,532 = 15076 \text{ kW} \quad (7.60)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu z 1. části III. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{15076}{3,2814} = 4594,3 \text{ kJ/kg} \quad (7.61)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu z 1. části III. tahu pro entalpii

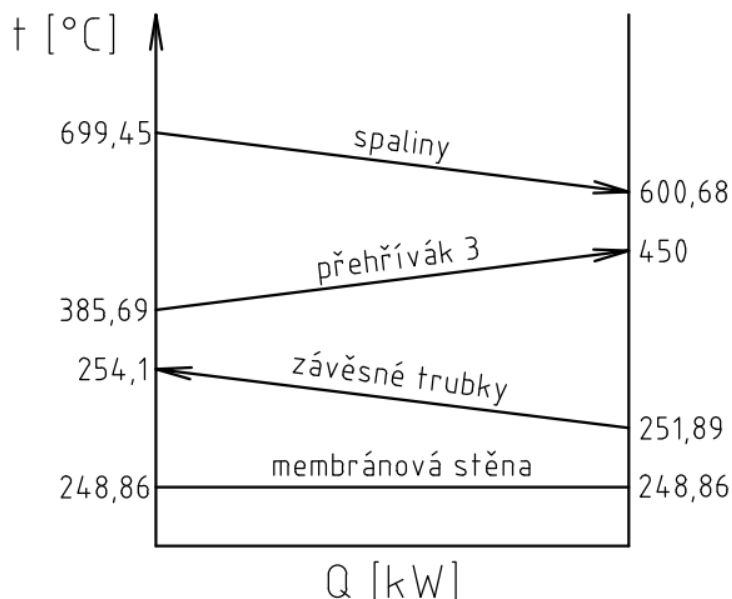
$I_S^{out sk} = 4594,3 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 699,45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.62)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z 1. části III. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,45 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

7.2 Návrh 2. části III. tahu

2. část III. tahu je tvořena membránovou stěnou, ve které je umístěn přehřívák 3 zavěšený na chlazených závěsných trubkách. Výšku 2. části III. tahu jsem zvolil $H = 2,7 \text{ m}$. Průběh teploty spalin a pracovního média ve 2. části III. tahu je znázorněn na Obr. 15.



Obr. 15 Průběh teploty spalin a pracovního média ve 2. části III. tahu

7.2.1 Tepelný výpočet membránové stěny

Charakteristika spalin ve 2. části III. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 2. části III. tahu

$$t_S^{out\ zv} = 601\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.63)$$

Střední teplota spalin ve 2. části III. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\ zv}}{2} = \frac{699,45 + 601}{2} = 650,23\text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.64)$$

kde t_S^{in} teplota spalin na vstupu do 2. části III. tahu [$^{\circ}\text{C}$] je totožná se skutečnou teplotou spalin na výstupu z 1. části III. tahu (viz rovnice 7.62)

$$T_S = t_S + 273,15 = 650,23 + 273,15 = 923,38\text{ K} \quad (7.65)$$

Fyzikální charakteristiky spalin ve 2. části III. tahu pro střední teplotu $t_S = 650,23\text{ }^{\circ}\text{C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 19.

Tab. 19 Fyzikální charakteristiky spalin ve 2. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$86,173 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$105,55 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,6849	-

Světlý průřez proudu spalin ve 2. části III. tahu

$$F_S = a \cdot b_{III} - z_1 \cdot l_e \cdot D - z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} =$$

$$= 4 \cdot 2,8 - 19 \cdot 2,64 \cdot 0,038 - 20 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 9,2486 \text{ m}^2 \quad (7.66)$$

kde z_1, l_e, D geometrické parametry přehříváku 3 (viz Tab. 20)
 z_{1ZT}, z_{2ZT}, D_{ZT} geometrické parametry závěsných trubek (viz Tab. 16)

Rychlost proudění spalin ve 2. části III.

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{9,2486} \cdot \frac{273,15 + 650,23}{273,15} = 5,2178 \text{ m/s} \quad (7.67)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry se uvažuje pouze u přehříváků, v případě membránové stěny se bere $1/\alpha_p = 0$ dle [1].

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d_e} \cdot \left(\frac{w_S \cdot d_e}{\nu_S} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_S^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{86,173 \cdot 10^{-3}}{0,3079} \cdot \left(\frac{5,2178 \cdot 0,3079}{105,55 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6849^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 =$$

$$= 12,271 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.68)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m]
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_S}{O} = \frac{4 \cdot 9,2486}{120,14} = 0,3079 \text{ m} \quad (7.69)$$

kde O obvod průřezu kanálu ve 2. části III. tahu [m]

Obvod průřezu kanálu ve 2. části III. tahu

$$O = 2 \cdot (a + b_{III}) + z_1 \cdot 2 \cdot (l_e + D) + z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} =$$

$$= 2 \cdot (4 + 2,8) + 19 \cdot 2 \cdot (2,64 + 0,038) + 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 120,14 \text{ m} \quad (7.70)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2374 \cdot 923,38^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{709,3}{923,38}\right)^4}{1 - \frac{709,3}{923,38}} = 26,960 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.71)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2711} = 0,2374 \quad (7.72)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (6,7965 + 0,1207) \cdot 0,101 \cdot 0,388 = 0,2711 \quad (7.73)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,2 \cdot 0,07}{0,038^2} - 1 \right) = 0,3880 \text{ m} \quad (7.74)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry přehříváku 3 (viz Tab. 20)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,388}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{650,23 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 6,7965 \quad (7.75)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(650,23 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1207 \quad (7.76)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu\text{m}$ dle [1]

Teplota povrchu nánosů ($I/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_s^{in} - I_s^{out})}{S} \cdot 10^3 =$$

$$= 248,86 + 0,003 \cdot \frac{3,2814 \cdot (4594,3 - 3895,7)}{36,72} \cdot 10^3 = 436,15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.77)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] je totožná s teplotou páry na výstupu z výparného systému (viz rovnice 3.56)

ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\varepsilon = 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$

I_s^{in} entalpie spalin na vstupu do 2. části III. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin na výstupu z 1. části III. tahu (viz rovnice 7.61)

I_s^{out} entalpie spalin na výstupu z 2. části III. tahu [kJ/kg] pro teplotu $t_s^{out\text{ }zv} = 601 \text{ } ^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5

S teplosměnná plocha membránové stěny ve 2. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 436,15 + 273,15 = 709,30 \text{ K} \quad (7.78)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny ve 2. části III. tahu

$$S = 2 \cdot (a + b_{III}) \cdot H = 2 \cdot (4 + 2,8) \cdot 2,7 = 36,72 \text{ m}^2 \quad (7.79)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 0,9 \cdot 12,271 + 26,96 = 38,004 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.80)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 0,9$

Teplo odebrané membránovou stěnou ve 2. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_s = 0,6 \cdot 38,004 = 22,803 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.81)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivity je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{450,59 - 352,14}{\ln\left(\frac{450,59}{352,14}\right)} = 399,35 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.82)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t = 699,45 - 248,86 = 450,59 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.83)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ }zv} - t = 601 - 248,86 = 352,14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.84)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 15.

Tab. 21 Parametry páry v přehříváku 3

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_p^{in}	385,69	°C
	výstup	t_p^{out}	450	
	střední hodnota	t_p	417,85	
Tlak	vstup	p_p^{in}	3,6	MPa
	výstup	p_p^{out}	3,5	
	střední hodnota	p_p	3,55	
Entalpie	vstup	i_p^{in}	3187,9	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	3337,9	
	střední hodnota	i_p	3262,9	

Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 3 pro střední teplotu $t_p = 417,85$ °C a tlak $p_p = 3,55$ MPa páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 22.

Tab. 22 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 3

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0859	m ³ /kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0598	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Dynamická viskozita	η_p	2,515·10 ⁻⁵	kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹
Kinematická viskozita	ν_p	2,161·10 ⁻⁶	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr_p	0,969	-

Průtočný průřez proudu páry v přehříváku 3

$$F_p = z_1 \cdot z_h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 19 \cdot 10 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0403 \text{ m}^2 \quad (7.86)$$

Rychlost proudění páry v přehříváku 3

$$w_p = \frac{M_{pp} \cdot v_p}{F_p} = \frac{12,5 \cdot 0,0859}{0,0403} = 26,650 \text{ m/s} \quad (7.87)$$

Požadovaná rychlost proudění páry v přehříváku dle [1] je v rozmezí 12 až 30 m/s, tedy rychlost proudění páry v přehříváku 3 vyhovuje.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned} \alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0598}{0,03} \cdot \left(\frac{26,65 \cdot 0,03}{2,161 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,969^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1289,3 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.88)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem trubek přehříváku 3 (viz Tab. 20)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9926 \cdot \frac{86,173 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,2178 \cdot 0,038}{105,55 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,6849^{0,33} = \\ &= 53,352 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.89)$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1 \quad (7.90)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$\begin{aligned}C_s &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \\ &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 5,2632 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,8421}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,9926\end{aligned}\quad (7.91)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,2}{0,038} = 5,2632 \quad (7.92)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,07}{0,038} = 1,8421 \quad (7.93)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned}\alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2374 \cdot 923,38^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{761,71}{923,38} \right)^4}{1 - \frac{761,71}{923,38}} = 29,408 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.94)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-] (viz rovnice 7.72)
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Teplota povrchu nánosů

$$t_z = t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{P3}}{S} \cdot 10^3 =$$

$$= 417,85 + \left(0,006 + \frac{1}{1289,3} \right) \cdot \frac{1875}{179,64} \cdot 10^3 = 488,56 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.95)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] (viz Tab. 21)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,006 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 Q_{P3} tepelný výkon přehříváku 3 [kW] (viz rovnice 3.33)
 S teplosměnná plocha přehříváku 3 [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 488,56 + 273,15 = 761,71 \text{ K} \quad (7.96)$$

Teplosměnná plocha přehříváku 3

$$S = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 19 \cdot 10 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 179,64 \text{ m}^2 \quad (7.97)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 53,352 + 29,408 = 82,760 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.98)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 3

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 82,76}{1 + \frac{82,76}{1289,3}} = 46,661 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.99)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m} \right)} = \frac{313,76 - 151}{\ln \left(\frac{313,76}{151} \right)} = 222,55 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.100)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{in} = 699,45 - 385,69 = 313,76 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.101)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ }zv} - t_p^{out} = 601 - 450 = 151 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.102)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 15.

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 3

$$S^{id} = \frac{Q_{P3}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1875}{46,661 \cdot 222,55} \cdot 10^3 = 180,56 \text{ m}^2 \quad (7.103)$$

Teplosměnná plocha jedné řady přehříváku 3

$$S_{rad} = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 19 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 17,964 \text{ m}^2 \quad (7.104)$$

Počet řad přehříváku 3

$$z_2 = \frac{S^{id}}{S_{rad}} = \frac{180,56}{17,964} = 10,051 \rightarrow z_2 = 10 \quad (7.105)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 3

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 19 \cdot 10 \cdot 3 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 179,64 \text{ m}^2 \quad (7.106)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 3

$$Q_{p3}^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{179,64 \cdot 46,661 \cdot 222,55}{10^3} = 1865,5 \text{ kW} \quad (7.107)$$

7.2.4 Tepelný výpočet závěsných trubek

Charakteristika páry v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu

Zvolená teplota páry na vstupu do závěsných trubek ve 2. části III. tahu

$$t_p^{in zv} = 252 \text{ °C} \quad (7.108)$$

Parametry páry v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu jsou uvedeny v Tab. 23.

Tab. 23 Parametry páry v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	$t_p^{in zv}$	252	°C
	výstup	t_p^{out}	254,10	
	střední hodnota	t_p	253,05	
Tlak	vstup	p_p^{in}	3,9	MPa
	výstup	p_p^{out}		
	střední hodnota	p_p		
Entalpie	vstup	i_p^{in}	2813,6	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	2821,4	
	střední hodnota	i_p	2817,5	

Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu pro střední teplotu $t_p = 253,05 \text{ °C}$ a tlak $p_p = 3,9 \text{ MPa}$ páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 24.

Tab. 24 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách 2. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0520	m^3/kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0503	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	η_p	$1,766 \cdot 10^{-5}$	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_p	$9,182 \cdot 10^{-7}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,314	-

Rychlost proudění páry v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu

$$w_p = \frac{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_{pZT}} = \frac{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot 0,052}{0,0203} = 30,947 \text{ m/s} \quad (7.109)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = 0,023 \cdot \frac{0,0503}{0,0254} \cdot \left(\frac{30,947 \cdot 0,0254}{9,182 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,314^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2830,8 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.110)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem závěsných trubek (viz Tab. 16)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín v případě závěsných trubek je totožný jako v případě membránové stěny, protože v obou případech se jedná o podélné obtékání plochy spaliny ve 2. části III. tahu (viz rovnice 7.68)

$$\alpha_k = 12,271 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.111)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2374 \cdot 923,38^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{551,82}{923,38} \right)^4}{1 - \frac{551,82}{923,38}} = 20,792 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.112)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalin [-] (viz rovnice 7.72)
 T_s střední teplota spalin [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Teplota povrchu nánosů ($1/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{Q_{ZT}^{III2 \text{ př}}}{S} \cdot 10^3 = 253,05 + 0,0035 \cdot \frac{94,394}{12,893} \cdot 10^3 = 278,67 \text{ °C} \quad (7.113)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [°C] (viz Tab. 23)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 $Q_{ZT}^{III2 \text{ př}}$ předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 2. části III. tahu
 S teplosměnná plocha závěsných trubek ve 2. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 278,67 + 273,15 = 551,82 \text{ K} \quad (7.114)$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 2. části III. tahu

$$Q_{ZT}^{III2 \text{ př}} = (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_p^{out} - i_p^{in}) =$$

$$= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2821,4 - 2813,6) = 94,394 \text{ kW} \quad (7.115)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek ve 2. části III. tahu

$$S = z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot H = 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,7 = 12,893 \text{ m}^2 \quad (7.116)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 12,271 + 20,792 = 33,063 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.117)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Teplo odebrané závěsnými trubkami ve 2. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 33,063}{1 + \frac{33,063}{2830,8}} = 19,609 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.118)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{445,35 - 349}{\ln\left(\frac{445,35}{349}\right)} = 395,22 \text{ °C} \quad (7.119)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{out} = 699,45 - 254,1 = 445,35 \text{ °C} \quad (7.120)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out \text{ zv}} - t_p^{in \text{ zv}} = 601 - 252 = 349 \text{ °C} \quad (7.121)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 15.

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 2. části III. tahu

$$Q_{ZT}^{III2 sk} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{12,893 \cdot 19,609 \cdot 395,22}{10^3} = 99,919 \text{ kW} \quad (7.122)$$

Kontrola teploty páry na vstupu do závěsných trubek ve 2. části III. tahu

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek ve 2. části III. tahu

$$\begin{aligned} i_p^{in sk} &= i_p^{out} - \frac{Q_{ZT}^{III2 sk}}{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp}} = \\ &= 2821,4 - \frac{99,919}{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5} = 2813,1 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (7.123)$$

Skutečnou teplotu páry na vstupu do závěsných trubek ve 2. části III. tahu určím dle [3].

$$t_p^{in sk} = 251,89 \text{ °C} \quad (7.124)$$

Zvolená teplota páry se od skutečné liší o 0,11 °C, což je přijatelná odchylka.

7.2.5 Kontrola teploty spalín na výstupu z 2. části III. tahu

Teplo spalín na vstupu do 2. části III. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 4594,3 \cdot 3,2814 = 15076 \text{ kW} \quad (7.125)$$

Teplo spalín na výstupu z 2. části III. tahu

$$\begin{aligned} Q_S^{out} &= Q_S^{in} - Q_{MS}^{III2} - Q_{P3}^{sk} - Q_{ZT}^{III2 sk} = \\ &= 15076 - 334,38 - 1865,5 - 99,919 = 12776 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.126)$$

Skutečná entalpie spalín na výstupu z 2. části III. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{12776}{3,2814} = 3893,5 \text{ kJ/kg} \quad (7.127)$$

Skutečnou teplotu spalín na výstupu z 2. části III. tahu pro entalpii

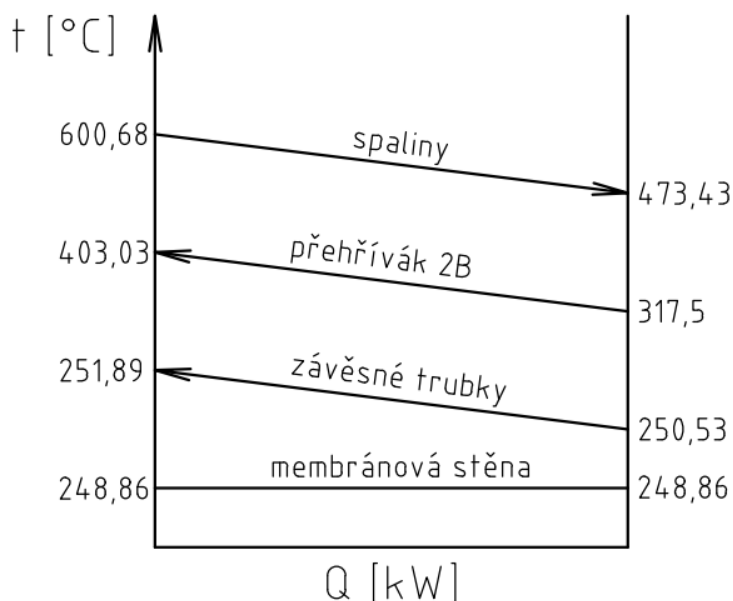
$I_S^{out sk} = 3893,5 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 600,68 \text{ °C} \quad (7.128)$$

Zvolená teplota spalín na výstupu z 2. části III. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,32 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

7.3 Návrh 3. části III. tahu

3. část III. tahu je tvořena membránovou stěnou, ve které je umístěn přehřívač 2B zavěšený na chlazených závěsných trubkách. Výšku 3. části III. tahu jsem zvolil $H = 2,7 \text{ m}$. Průběh teploty spalín a pracovního média ve 3. části III. tahu je znázorněn na Obr. 17.



Obr. 17 Průběh teploty spalín a pracovního média ve 3. části III. tahu

7.3.1 Tepelný výpočet membránové stěny

Charakteristika spalín ve 3. části III. tahu

Zvolená teplota spalín na výstupu ze 3. části III. tahu

$$t_s^{out\ zv} = 474\ ^\circ\text{C} \quad (7.129)$$

Střední teplota spalín ve 3. části III. tahu

$$t_s = \frac{t_s^{in} + t_s^{out\ zv}}{2} = \frac{600,68 + 474}{2} = 537,34\ ^\circ\text{C} \quad (7.130)$$

kde t_s^{in} teplota spalín na vstupu do 3. části III. tahu [$^\circ\text{C}$] je totožná se skutečnou teplotou spalín na výstupu z 2. části III. tahu (viz rovnice 7.128)

$$T_s = t_s + 273,15 = 537,34 + 273,15 = 810,49\ \text{K} \quad (7.131)$$

Fyzikální charakteristiky spalín ve 3. části III. tahu pro střední teplotu $t_s = 537,34\ ^\circ\text{C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 25.

Tab. 25 Fyzikální charakteristiky spalín ve 3. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_s	$74,997 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_s	$83,934 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,7063	-

Světlý průřez proudu spalin ve 3. části III. tahu

$$F_S = a \cdot b_{III} - z_1 \cdot l_e \cdot D - z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} =$$

$$= 4 \cdot 2,8 - 40 \cdot 2,64 \cdot 0,038 - 20 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 7,1418 \text{ m}^2 \quad (7.132)$$

kde z_1, l_e, D geometrické parametry přehříváku 2B (viz Tab. 26)
 z_{1ZT}, z_{2ZT}, D_{ZT} geometrické parametry závěsných trubek (viz Tab. 16)

Rychlost proudění spalin ve 3. části III.

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{7,1418} \cdot \frac{273,15 + 537,34}{273,15} = 5,9309 \text{ m/s} \quad (7.133)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry se uvažuje pouze u přehříváků, v případě membránové stěny se bere $1/\alpha_p = 0$ dle [1].

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\alpha_k = 0,023 \cdot \frac{\lambda_S}{d_e} \cdot \left(\frac{w_S \cdot d_e}{\nu_S} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_S^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{74,997 \cdot 10^{-3}}{0,1228} \cdot \left(\frac{5,9309 \cdot 0,1228}{83,934 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7063^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 =$$

$$= 17,293 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.134)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m]
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_S}{O} = \frac{4 \cdot 7,1418}{232,62} = 0,1228 \text{ m} \quad (7.135)$$

kde O obvod průřezu kanálu ve 3. části III. tahu [m]

Obvod průřezu kanálu ve 3. části III. tahu

$$O = 2 \cdot (a + b_{III}) + z_1 \cdot 2 \cdot (l_e + D) + z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} =$$

$$= 2 \cdot (4 + 2,8) + 40 \cdot 2 \cdot (2,64 + 0,038) + 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 232,62 \text{ m} \quad (7.136)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned}\alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1844 \cdot 810,49^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{756}{810,49}\right)^4}{1 - \frac{756}{810,49}} = \\ &= 18,199 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.137)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalin [-]
 T_s střední teplota spalin [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalin

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2038} = 0,1844 \quad (7.138)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalin [-]

Optická hustota proudu spalin

$$\begin{aligned}k \cdot p \cdot s &= (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = \\ &= (10,378 + 0,1317) \cdot 0,101 \cdot 0,192 = 0,2038\end{aligned}\quad (7.139)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalin je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,075}{0,038^2} - 1 \right) = 0,1920 \text{ m} \quad (7.140)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry přehříváku 2B (viz Tab. 26)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned}k_s \cdot r_s &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,192}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{537,34 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 = \\ &= 10,378\end{aligned}\quad (7.141)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(537,34 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1207 \quad (7.142)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu\text{m}$ dle [1]

Teplota povrchu nánosů ($I/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_s^{in} - I_s^{out})}{S} \cdot 10^3 =$$

$$= 248,86 + 0,003 \cdot \frac{3,2814 \cdot (3893,5 - 3020,7)}{36,72} \cdot 10^3 = 482,85 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.143)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] je totožná s teplotou páry na výstupu z výparného systému (viz rovnice 3.56)

ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\varepsilon = 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$

I_s^{in} entalpie spalin na vstupu do 3. části III. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin na výstupu z 2. části III. tahu (viz rovnice 7.127)

I_s^{out} entalpie spalin na výstupu ze 3. části III. tahu [kJ/kg] pro teplotu $t_s^{out zv} = 474 \text{ } ^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5

S teplosměnná plocha membránové stěny ve 3. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 482,85 + 273,15 = 756,00 \text{ K} \quad (7.144)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny ve 3. části III. tahu

$$S = 2 \cdot (a + b_{III}) \cdot H = 2 \cdot (4 + 2,8) \cdot 2,7 = 36,72 \text{ m}^2 \quad (7.145)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 0,9 \cdot 17,293 + 18,199 = 33,762 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.146)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 0,9$

Teplo odebrané membránovou stěnou ve 3. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_s = 0,6 \cdot 33,762 = 20,257 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.147)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{351,82 - 225,14}{\ln\left(\frac{351,82}{225,14}\right)} = 283,78 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.148)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t = 600,68 - 248,86 = 351,82 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.149)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out zv} - t = 474 - 248,86 = 225,14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.150)$$

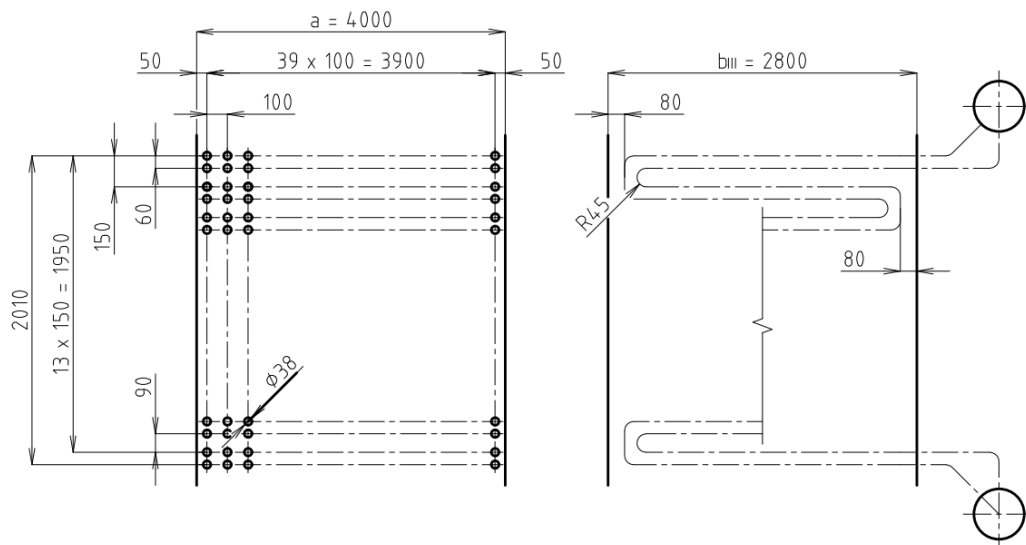
Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 17.

Teplo odebrané membránovou stěnou ve 3. části III. tahu

$$Q_{MS}^{III3} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{36,72 \cdot 20,257 \cdot 283,78}{10^3} = 211,09 \text{ kW} \quad (7.151)$$

7.3.2 Geometrický návrh přehříváku 2B

Přehřívák 2B je navrhován jako protiproudý a je řešen jako dvojhad z důvodu dodržení požadované rychlosti proudění páry v jeho trubkách. Schéma přehříváku 2B je znázorněno na Obr. 18, jeho geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 26.



Obr. 18 Schéma přehříváku 2B

Tab. 26 Geometrické parametry přehříváku 2B

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubek	D	0,038	m
Tloušťka stěny trubek	t	0,004	m
Vnitřní průměr trubek	d	0,03	m
Příčná rozteč	s_1	0,1	m
Střední podélná rozteč	s_2	0,075	m
Efektivní délka trubek	l_e	2,64	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	40	-
Počet řad	z_2	14	-
Počet hadů	z_h	2	-

7.3.3 Tepelný výpočet přehříváku 2B

Charakteristika páry v přehříváku 2B

Parametry páry v přehříváku 2B jsou uvedeny v Tab. 27.

Tab. 27 Parametry páry v přehříváku 2B

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_p^{in}	317,50	°C
	výstup	t_p^{out}	403,03	
	střední hodnota	t_p	360,27	
Tlak	vstup	p_p^{in}	3,7	MPa
	výstup	p_p^{out}	3,6	
	střední hodnota	p_p	3,65	
Entalpie	vstup	i_p^{in}	3018,4	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	3228,4	
	střední hodnota	i_p	3123,4	

Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 2B pro střední teplotu $t_p = 360,27$ °C a tlak $p_p = 3,65$ MPa páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 28.

Tab. 28 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 2B

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0750	m ³ /kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0540	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Dynamická viskozita	η_p	$2,263 \cdot 10^{-5}$	kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹
Kinematická viskozita	ν_p	$1,697 \cdot 10^{-6}$	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,012	-

Průtočný průřez proudu páry v přehříváku 2B

$$F_p = z_1 \cdot z_h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 40 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0565 \text{ m}^2 \quad (7.152)$$

Rychlost proudění páry v přehříváku 2B

$$w_p = \frac{(1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_p} = \frac{(1 - 0,015) \cdot 12,5 \cdot 0,075}{0,0565} = 16,330 \text{ m/s} \quad (7.153)$$

Požadovaná rychlost proudění páry v přehříváku dle [1] je v rozmezí 12 až 30 m/s, tedy rychlost proudění páry v přehříváku 2B vyhovuje.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned} \alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot Pr_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,054}{0,03} \cdot \left(\frac{16,33 \cdot 0,03}{1,697 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,012^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 971,43 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.154)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem trubek přehříváku 2B (viz Tab. 26)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{74,997 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,9309 \cdot 0,038}{83,934 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,7063^{0,33} = \\ &= 59,605 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\tag{7.155}$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1\tag{7.156}$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$\begin{aligned}C_s &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \\ &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,6316 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,9737}{2} \right)^3 \right]^2} = 1\end{aligned}\tag{7.157}$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,038} = 2,6316\tag{7.158}$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,038} = 1,9737\tag{7.159}$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned}\alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1844 \cdot 810,49^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{670,26}{810,49}\right)^4}{1 - \frac{670,26}{810,49}} = \\ &= 15,490 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.160)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-] (viz rovnice 7.138)
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Teplota povrchu nánosů

$$\begin{aligned}t_z &= t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{P2B}}{S} \cdot 10^3 = \\ &= 360,27 + \left(0,004 + \frac{1}{971,43}\right) \cdot \frac{2585,6}{352,98} \cdot 10^3 = 397,11 \text{ }^\circ\text{C}\end{aligned}\quad (7.161)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] (viz Tab. 27)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,004 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 Q_{P2B} tepelný výkon přehříváku 2B [kW]
 S teplosměnná plocha přehříváku 2B [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 397,11 + 273,15 = 670,26 \text{ K} \quad (7.162)$$

Tepelný výkon přehříváku 2B

$$\begin{aligned}Q_{P2B} &= (1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot (i_p^{out} - i_p^{in}) = \\ &= (1 - 0,015) \cdot 12,5 \cdot (3228,4 - 3018,4) = 2585,6 \text{ kW}\end{aligned}\quad (7.163)$$

Teplosměnná plocha přehříváku 2B

$$S = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 40 \cdot 14 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 352,98 \text{ m}^2 \quad (7.164)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 59,605 + 15,490 = 75,095 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.165)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2B**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 75,095}{1 + \frac{75,095}{971,43}} = 41,824 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.166)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{197,65 - 156,5}{\ln\left(\frac{197,65}{156,5}\right)} = 176,28 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.167)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{out} = 600,68 - 403,03 = 197,65 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.168)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ } zv} - t_p^{in} = 474 - 317,5 = 156,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.169)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 17.

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 2B

$$S^{id} = \frac{Q_{P2B}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{2585,6}{41,824 \cdot 176,28} \cdot 10^3 = 350,71 \text{ m}^2 \quad (7.170)$$

Teplosměnná plocha jedné řady přehříváku 2B

$$S_{rad} = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 40 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 25,213 \text{ m}^2 \quad (7.171)$$

Počet řad přehříváku 2B

$$z_2 = \frac{S^{id}}{S_{rad}} = \frac{350,71}{25,213} = 13,910 \rightarrow z_2 = 14 \quad (7.172)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2B

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 40 \cdot 14 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 352,98 \text{ m}^2 \quad (7.173)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2B

$$Q_{P2B}^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{352,98 \cdot 41,824 \cdot 176,28}{10^3} = 2602,4 \text{ kW} \quad (7.174)$$

7.3.4 Tepelný výpočet závěsných trubek**Charakteristika páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu****Zvolená teplota páry na vstupu do závěsných trubek ve 3. části III. tahu**

$$t_p^{in\text{ } zv} = 251 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.175)$$

Parametry páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu jsou uvedeny v Tab. 29.

Tab. 29 Parametry páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	$t_p^{in\ zv}$	251	°C
	výstup	t_p^{out}	251,89	
	střední hodnota	t_p	251,45	
Tlak	vstup	p_p^{in}	3,9	MPa
	výstup	p_p^{out}		
	střední hodnota	p_p		
Entalpie	vstup	i_p^{in}	2809,7	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	2813,1	
	střední hodnota	i_p	2811,4	

Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu pro střední teplotu $t_p = 251,45$ °C a tlak $p_p = 3,9$ MPa páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 30.

Tab. 30 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0517	m ³ /kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0505	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Dynamická viskozita	η_p	1,758·10 ⁻⁵	kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹
Kinematická viskozita	ν_p	9,080·10 ⁻⁷	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr _p	1,332	-

Rychlost proudění páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu

$$w_p = \frac{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_{pZT}} = \frac{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot 0,0517}{0,0203} = 30,769 \text{ m/s} \quad (7.176)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = 0,023 \cdot \frac{0,0505}{0,0254} \cdot \left(\frac{30,769 \cdot 0,0254}{9,08 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,332^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 2869,9 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.177)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem závěsných trubek (viz Tab. 16)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín v případě závěsných trubek je totožný jako v případě membránové stěny, protože v obou případech se jedná o podélné obtékání plochy spalínami ve 3. části III. tahu (viz rovnice 7.134)

$$\alpha_k = 17,293 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.178)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1844 \cdot 810,49^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{535,64}{810,49}\right)^4}{1 - \frac{535,64}{810,49}} = \\ &= 12,015 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.179)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-] (viz rovnice 7.138)
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Teplota povrchu nánosů ($l/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{Q_{ZT}^{III3 \text{ př}}}{S} \cdot 10^3 = 251,45 + 0,0035 \cdot \frac{40,675}{12,893} \cdot 10^3 = 262,49 \text{ °C} \quad (7.180)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [°C] (viz Tab. 29)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 $Q_{ZT}^{III3 \text{ př}}$ předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 3. části III. tahu
 S teplosměnná plocha závěsných trubek ve 3. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 262,49 + 273,15 = 535,64 \text{ K} \quad (7.181)$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 3. části III. tahu

$$\begin{aligned} Q_{ZT}^{III3 \text{ př}} &= (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_p^{out} - i_p^{in}) = \\ &= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2813,1 - 2809,7) = 40,675 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.182)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek ve 3. části III. tahu

$$S = z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot H = 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,7 = 12,893 \text{ m}^2 \quad (7.183)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 17,293 + 12,015 = 29,308 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.184)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Teplo odebrané závěsnými trubkami ve 3. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_S}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 29,308}{1 + \frac{29,308}{2869,9}} = 17,407 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.185)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivity je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{348,79 - 223}{\ln\left(\frac{348,79}{223}\right)} = 281,22 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.186)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{out} = 600,68 - 251,89 = 348,79 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.187)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ } zv} - t_p^{in\text{ } zv} = 474 - 251 = 223 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.188)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 17.

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 3. části III. tahu

$$Q_{ZT}^{III\text{ } sk} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{12,893 \cdot 17,407 \cdot 281,22}{10^3} = 63,115 \text{ kW} \quad (7.189)$$

Kontrola teploty páry na vstupu do závěsných trubek ve 3. části III. tahu

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek ve 3. části III. tahu

$$\begin{aligned} i_p^{in\text{ } sk} &= i_p^{out} - \frac{Q_{ZT}^{III\text{ } sk}}{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp}} = \\ &= 2813,1 - \frac{63,115}{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5} = 2807,9 \text{ kJ/kg} \end{aligned} \quad (7.190)$$

Skutečnou teplotu páry na vstupu do závěsných trubek ve 3. části III. tahu určím dle [3]

$$t_p^{in\text{ } sk} = 250,53 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.191)$$

Zvolená teplota páry se od skutečné liší o $0,47 \text{ } ^\circ\text{C}$, což je přijatelná odchylka.

7.3.5 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části III. tahu

Teplota spalin na vstupu do 3. části III. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 3893,5 \cdot 3,2814 = 12776 \text{ kW} \quad (7.192)$$

Teplota spalin na výstupu ze 3. části III. tahu

$$\begin{aligned} Q_S^{out} &= Q_S^{in} - Q_{MS}^{III3} - Q_{P2B}^{sk} - Q_{ZT}^{III3 sk} = \\ &= 12776 - 211,09 - 2602,4 - 63,115 = 9899,4 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.193)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu ze 3. části III. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{9899,4}{3,2814} = 3016,8 \text{ kJ/kg} \quad (7.194)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu ze 3. části III. tahu pro entalpii

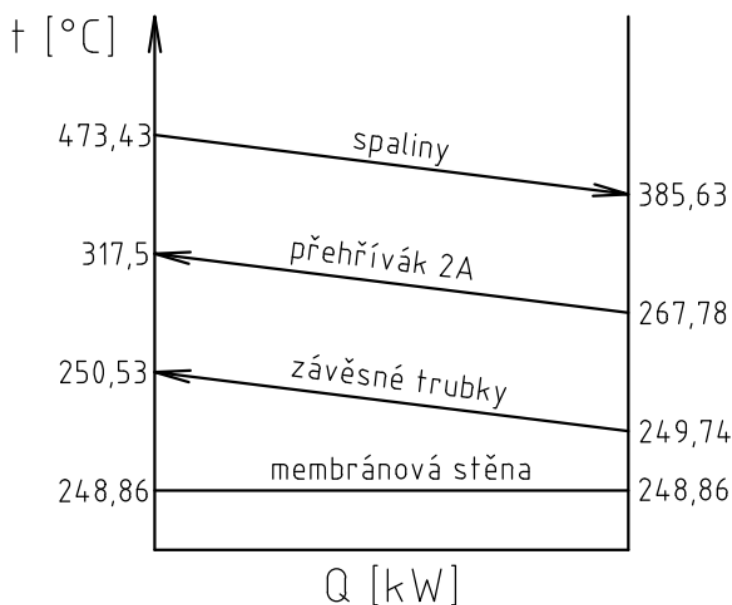
$I_S^{out sk} = 3016,8 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 473,43 \text{ °C} \quad (7.195)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu ze 3. části III. tahu se od vypočítané skutečné liší o $0,57 \text{ °C}$, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

7.4 Návrh 4. části III. tahu

4. část III. tahu je tvořena membránovou stěnou, ve které je umístěn přehřívák 2A zavěšený na chlazených závěsných trubkách. Výšku 4. části III. tahu jsem zvolil $H = 2,89 \text{ m}$. Průběh teploty spalin a pracovního média ve 4. části III. tahu je znázorněn na Obr. 19.



Obr. 19 Průběh teploty spalin a pracovního média ve 4. části III. tahu

7.4.1 Tepelný výpočet membránové stěny

Charakteristika spalín ve 4. části III. tahu

Zvolená teplota spalín na výstupu ze 4. části III. tahu

$$t_S^{out\ zv} = 385\text{ °C} \quad (7.196)$$

Střední teplota spalín ve 4. části III. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\ zv}}{2} = \frac{473,43 + 385}{2} = 429,22\text{ °C} \quad (7.197)$$

kde t_S^{in} teplota spalín na vstupu do 4. části III. tahu [°C] je totožná se skutečnou teplotou spalín na výstupu ze 3. části III. tahu (viz rovnice 7.195)

$$T_S = t_S + 273,15 = 429,22 + 273,15 = 702,37\text{ K} \quad (7.198)$$

Fyzikální charakteristiky spalín ve 4. části III. tahu pro střední teplotu $t_S = 429,22\text{ °C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 31.

Tab. 31 Fyzikální charakteristiky spalín ve 4. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$64,505 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$65,491 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,7171	-

Světlý průřez proudu spalín ve 4. části III. tahu

$$F_S = a \cdot b_{III} - z_1 \cdot l_e \cdot D - z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \frac{\pi \cdot D_{ZT}^2}{4} =$$

$$= 4 \cdot 2,8 - 40 \cdot 2,64 \cdot 0,038 - 20 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,038^2}{4} = 7,1418\text{ m}^2 \quad (7.199)$$

kde z_1, l_e, D geometrické parametry přehříváku 2A (viz Tab. 32)
 z_{1ZT}, z_{2ZT}, D_{ZT} geometrické parametry závěsných trubek (viz Tab. 16)

Rychlost proudění spalín ve 4. části III.

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{7,1418} \cdot \frac{273,15 + 429,22}{273,15} = 5,1397\text{ m/s} \quad (7.200)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry se uvažuje pouze u přehříváků, v případě membránové stěny se bere $1/\alpha_p = 0$ dle [1].

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned}\alpha_k &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_s}{d_e} \cdot \left(\frac{w_s \cdot d_e}{\nu_s} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_s^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{64,505 \cdot 10^{-3}}{0,1228} \cdot \left(\frac{5,1397 \cdot 0,1228}{65,491 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7171^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 16,274 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.201)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m]
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Ekvivalentní průměr

$$d_e = \frac{4 \cdot F_s}{O} = \frac{4 \cdot 7,1418}{232,62} = 0,1228 \text{ m} \quad (7.202)$$

kde O obvod průřezu kanálu ve 4. části III. tahu [m]

Obvod průřezu kanálu ve 4. části III. tahu

$$\begin{aligned}O &= 2 \cdot (a + b_{III}) + z_1 \cdot 2 \cdot (l_e + D) + z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} = \\ &= 2 \cdot (4 + 2,8) + 40 \cdot 2 \cdot (2,64 + 0,038) + 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 = 232,62 \text{ m}^2\end{aligned}\quad (7.203)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned}\alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1939 \cdot 702,37^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{670,68}{702,37} \right)^4}{1 - \frac{670,68}{702,37}} = \\ &= 12,880 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.204)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2155} = 0,1939 \quad (7.205)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (10,971 + 0,1449) \cdot 0,101 \cdot 0,192 = 0,2155 \quad (7.206)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,1 \cdot 0,075}{0,038^2} - 1 \right) = 0,1920 \text{ m} \quad (7.207)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry přehříváku 2A (viz Tab. 32)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,192}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{429,22 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 10,971 \quad (7.208)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(429,22 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1449 \quad (7.209)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20$ μm dle [1]

Teplota povrchu nánosů ($I/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{M_{pv} \cdot (I_s^{in} - I_s^{out})}{S} \cdot 10^3 =$$

$$= 248,86 + 0,003 \cdot \frac{3,2814 \cdot (3016,8 - 2423,2)}{39,304} \cdot 10^3 = 397,53 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.210)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] je totožná s teplotou páry na výstupu z výparného systému (viz rovnice 3.56)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\varepsilon = 0,003 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$
 I_s^{in} entalpie spalín na vstupu do 4. části III. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalín na výstupu ze 3. části III. tahu (viz rovnice 7.194)
 I_s^{out} entalpie spalín na výstupu ze 4. části III. tahu [kJ/kg] pro teplotu $t_s^{out zv} = 385$ $^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5
 S teplosměnná plocha membránové stěny ve 4. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 397,53 + 273,15 = 670,68 \text{ K} \quad (7.211)$$

Teplosměnná plocha membránové stěny ve 4. části III. tahu

$$S = 2 \cdot (a + b_{III}) \cdot H = 2 \cdot (4 + 2,8) \cdot 2,89 = 39,304 \text{ m}^2 \quad (7.212)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 0,9 \cdot 16,274 + 12,88 = 27,527 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.213)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 0,9$

Teplo odebrané membránovou stěnou ve 4. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_S = 0,6 \cdot 27,527 = 16,516 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.214)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{224,57 - 136,14}{\ln\left(\frac{224,57}{136,14}\right)} = 176,68 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.215)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t = 473,43 - 248,86 = 224,57 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.216)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ } zv} - t = 385 - 248,86 = 136,14 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.217)$$

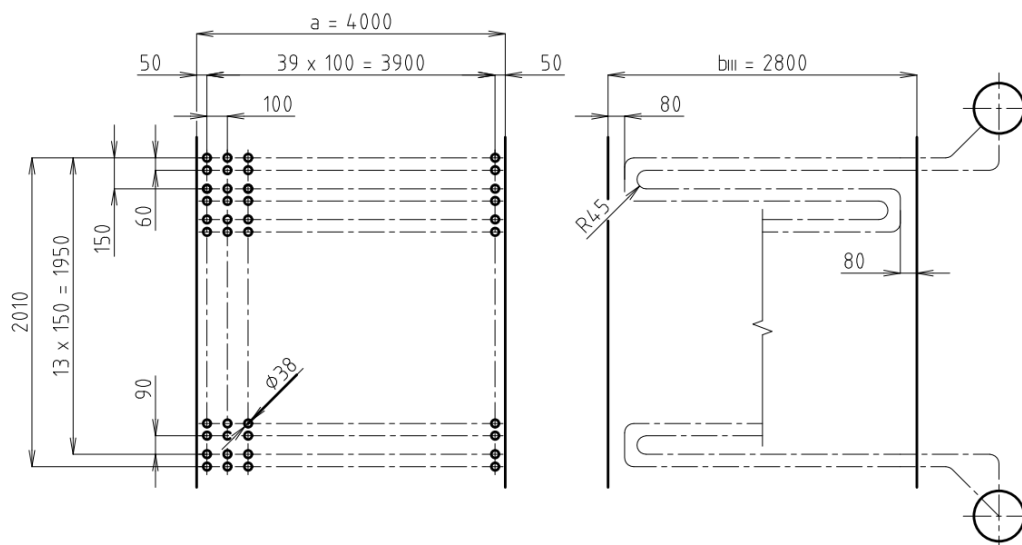
Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 19.

Teplo odebrané membránovou stěnou ve 4. části III. tahu

$$Q_{MS}^{III4} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{39,304 \cdot 16,516 \cdot 176,68}{10^3} = 114,69 \text{ kW} \quad (7.218)$$

7.4.2 Geometrický návrh přehříváku 2A

Přehřívák 2A je navrhován jako protiproudý a je řešen jako dvojhad z důvodu dodržení požadované rychlosti proudění páry v jeho trubkách. Schéma přehříváku 2A je znázorněno na Obr. 20, jeho geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 32.



Obr. 20 Schéma přehříváku 2A

Tab. 32 Geometrické parametry přehříváku 2A

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubek	D	0,038	m
Tloušťka stěny trubek	t	0,004	m
Vnitřní průměr trubek	d	0,03	m
Příčná rozteč	s_1	0,1	m
Střední podélná rozteč	s_2	0,075	m
Efektivní délka trubek	l_e	2,64	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	40	-
Počet řad	z_2	14	-
Počet hadů	z_h	2	-

7.4.3 Tepelný výpočet přehříváku 2A

Charakteristika páry v přehříváku 2A

Parametry páry v přehříváku 2A jsou uvedeny v Tab. 33.

Tab. 33 Parametry páry v přehříváku 2A

Parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_p^{in}	°C
	výstup	t_p^{out}	
	střední hodnota	t_p	
Tlak	vstup	p_p^{in}	MPa
	výstup	p_p^{out}	
	střední hodnota	p_p	
Entalpie	vstup	i_p^{in}	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	
	střední hodnota	i_p	

Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 2A pro střední teplotu $t_p = 317,5$ °C a tlak $p_p = 3,75$ MPa páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 34.

Tab. 34 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 2A

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0621	m ³ /kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0492	W·m ⁻¹ ·K ⁻¹
Dynamická viskozita	η_p	1,956·10 ⁻⁵	kg·m ⁻¹ ·s ⁻¹
Kinematická viskozita	ν_p	1,215·10 ⁻⁶	m ² /s
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,120	-

Průtočný průřez proudu páry v přehříváku 2A

$$F_p = z_1 \cdot z_h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 40 \cdot 2 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0565 \text{ m}^2 \quad (7.219)$$

Rychlost proudění páry v přehříváku 2B

$$w_p = \frac{(1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_p} = \frac{(1 - 0,015) \cdot 12,5 \cdot 0,0621}{0,0565} = 13,521 \text{ m/s} \quad (7.220)$$

Požadovaná rychlost proudění páry v přehříváku dle [1] je v rozmezí 12 až 30 m/s, tedy rychlost proudění páry v přehříváku 2A vyhovuje.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned} \alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0492}{0,03} \cdot \left(\frac{13,521 \cdot 0,03}{1,215 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,12^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 1035,4 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.221)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem trubek přehříváku 2A (viz Tab. 32)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{64,505 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{5,1397 \cdot 0,038}{65,491 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,7171^{0,33} = \\ &= 55,160 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.222)$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1 \quad (7.223)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$\begin{aligned} C_s &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \\ &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,6316 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,9737}{2} \right)^3 \right]^2} = 1 \end{aligned} \quad (7.224)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,1}{0,038} = 2,6316 \quad (7.225)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,075}{0,038} = 1,9737 \quad (7.226)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1939 \cdot 702,37^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{590,91}{702,37}\right)^4}{1 - \frac{590,91}{702,37}} = \\ &= 10,837 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (7.227)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-] (viz rovnice 7.205)
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Teplota povrchu nánosů

$$\begin{aligned} t_z &= t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p}\right) \cdot \frac{Q_{P2A}}{S} \cdot 10^3 = \\ &= 292,64 + \left(0,004 + \frac{1}{1035,4}\right) \cdot \frac{1785,3}{352,98} \cdot 10^3 = 317,76 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (7.228)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] (viz Tab. 32)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,004 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 Q_{P2A} tepelný výkon přehříváku 2A [kW]
 S teplosměnná plocha přehříváku 2A [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 317,76 + 273,15 = 590,91 \text{ K} \quad (7.229)$$

Tepelný výkon přehříváku 2A

$$\begin{aligned} Q_{P2A} &= (1 - X_{P2}) \cdot M_{pp} \cdot (i_p^{out} - i_p^{in}) = \\ &= (1 - 0,015) \cdot 12,5 \cdot (3018,4 - 2873,4) = 1785,3 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.230)$$

Teplosměnná plocha přehříváku 2A

$$S = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 40 \cdot 14 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 352,98 \text{ m}^2 \quad (7.231)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín**Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín**

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 55,16 + 10,837 = 65,997 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.232)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2A**Součinitel prostupu tepla**

$$k = \frac{\frac{\psi \cdot \alpha_S}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}}}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 65,997}{1 + \frac{65,997}{1035,4}} = 37,225 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.233)$$

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{155,93 - 117,22}{\ln\left(\frac{155,93}{117,22}\right)} = 135,66 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.234)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{out} = 473,43 - 317,5 = 155,93 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.235)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ zv}} - t_p^{in} = 385 - 267,78 = 117,22 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.236)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 19.

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 2A

$$S^{id} = \frac{Q_{P2A}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1785,3}{37,225 \cdot 135,66} \cdot 10^3 = 353,54 \text{ m}^2 \quad (7.237)$$

Teplosměnná plocha jedné řady přehříváku 2A

$$S_{rad} = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 40 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 25,213 \text{ m}^2 \quad (7.238)$$

Počet řad přehříváku 2A

$$z_2 = \frac{S^{id}}{S_{rad}} = \frac{353,54}{25,213} = 14,022 \rightarrow z_2 = 14 \quad (7.239)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 2A

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 40 \cdot 14 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,64 = 352,98 \text{ m}^2 \quad (7.240)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 2A

$$Q_{P2A}^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{352,98 \cdot 37,225 \cdot 135,66}{10^3} = 1782,5 \text{ kW} \quad (7.241)$$

7.4.4 Tepelný výpočet závěsných trubek

Charakteristika páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu

Zvolená teplota páry na vstupu do závěsných trubek ve 4. části III. tahu

$$t_p^{in\ zv} = 250\ ^\circ\text{C} \quad (7.242)$$

Parametry páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu jsou uvedeny v Tab. 35.

Tab. 35 Parametry páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	$t_p^{in\ zv}$	250	$^\circ\text{C}$
	výstup	t_p^{out}	250,53	
	střední hodnota	t_p	250,27	
Tlak	vstup	p_p^{in}	3,9	MPa
	výstup	p_p^{out}		
	střední hodnota	p_p		
Entalpie	vstup	i_p^{in}	2805,9	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	2807,9	
	střední hodnota	i_p	2806,9	

Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu pro střední teplotu $t_p = 250,53\ ^\circ\text{C}$ a tlak $p_p = 3,9\ \text{MPa}$ páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 36.

Tab. 36 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0514	m^3/kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0507	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	η_p	$1,752\cdot 10^{-5}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_p	$9,006\cdot 10^{-7}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,347	-

Rychlost proudění páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu

$$\begin{aligned}
 w_p &= \frac{(1 - X_{p2} - X_{p1}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_{pZT}} = \\
 &= \frac{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot 0,0514}{0,0203} = 30,590\ \text{m/s}
 \end{aligned} \quad (7.243)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned}\alpha_p &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{0,0507}{0,0254} \cdot \left(\frac{30,59 \cdot 0,0254}{9,006 \cdot 10^{-7}} \right)^{0,8} \cdot 1,347^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 2899,7 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.244)$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem závěsných trubek (viz Tab. 16)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin v případě závěsných trubek je totožný jako v případě membránové stěny, protože v obou případech se jedná o podélné obtékání plochy spaliny ve 4. části III. tahu (viz rovnice 7.201).

$$\alpha_k = 16,274 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.245)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned}\alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s} \right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1939 \cdot 702,37^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{529,59}{702,37} \right)^4}{1 - \frac{529,59}{702,37}} = \\ &= 9,4814 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}\end{aligned}\quad (7.246)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalin [-] (viz rovnice 7.205)
 T_s střední teplota spalin [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Teplota povrchu nánosů ($1/\alpha_p = 0$)

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{Q_{ZT}^{III4 \text{ př}}}{S} \cdot 10^3 = 250,27 + 0,0035 \cdot \frac{24,362}{13,8} \cdot 10^3 = 256,44 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (7.247)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] (viz Tab. 35)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,0035 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 $Q_{ZT}^{III4 \text{ př}}$ předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 4. části III. tahu
 S teplosměnná plocha závěsných trubek ve 4. části III. tahu [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 256,44 + 273,15 = 529,59 \text{ K} \quad (7.248)$$

Předběžné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 4. části III. tahu

$$Q_{ZT}^{III4 p\check{r}} = (1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot (i_p^{out} - i_p^{in}) =$$

$$= (1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot (2807,9 - 2805,9) = 24,362 \text{ kW} \quad (7.249)$$

Teplosměnná plocha závěsných trubek ve 4. části III. tahu

$$S = z_{1ZT} \cdot z_{2ZT} \cdot \pi \cdot D_{ZT} \cdot H = 20 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,89 = 13,800 \text{ m}^2 \quad (7.250)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 16,274 + 9,4814 = 25,756 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.251)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Teplo odebrané závěsnými trubkami ve 4. části III. tahu

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_S}{1 + \frac{\alpha_S}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 25,756}{1 + \frac{25,756}{2899,7}} = 15,317 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (7.252)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{222,9 - 135}{\ln\left(\frac{222,9}{135}\right)} = 175,29 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.253)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{out} = 473,43 - 250,53 = 222,9 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.254)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out zv} - t_p^{in zv} = 385 - 250 = 135 \text{ }^\circ\text{C} \quad (7.255)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 19.

Skutečné teplo odebrané závěsnými trubkami ve 4. části III. tahu

$$Q_{ZT}^{III4 sk} = \frac{S \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{13,8 \cdot 15,317 \cdot 175,29}{10^3} = 37,054 \text{ kW} \quad (7.256)$$

Kontrola teploty páry na vstupu do závěsných trubek ve 4. části III. tahu

Skutečná entalpie páry na vstupu do závěsných trubek ve 4. části III. tahu

$$i_p^{in sk} = i_p^{out} - \frac{Q_{ZT}^{III4 sk}}{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp}} =$$

$$= 2807,9 - \frac{37,054}{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5} = 2804,8 \text{ kJ/kg} \quad (7.257)$$

Skutečnou teplotu páry na vstupu do závěsných trubek ve 4. části III. tahu určíme dle [3].

$$t_p^{in sk} = 249,74 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.258)$$

Zvolená teplota páry se od skutečné liší o 0,26 °C, což je přijatelná odchylka.

7.4.5 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 4. části III. tahu

Teplo spalin na vstupu do 4. části III. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 3016,8 \cdot 3,2814 = 9899,4 \text{ kW} \quad (7.259)$$

Teplo spalin na výstupu ze 4. části III. tahu

$$\begin{aligned} Q_S^{out} &= Q_S^{in} - Q_{MS}^{III4} - Q_{P2A}^{sk} - Q_{ZT}^{III4 sk} = \\ &= 9899,4 - 114,69 - 1782,5 - 37,054 = 7965,2 \text{ kW} \end{aligned} \quad (7.260)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu ze 4. části III. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{7965,2}{3,2814} = 2427,4 \text{ kJ/kg} \quad (7.261)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu ze 4. části III. tahu pro entalpii

$$I_S^{out sk} = 2427,4 \text{ kJ/kg jsem určil lineární interpolací z Tab. 5}$$

$$t_S^{out sk} = 385,63 \text{ }^{\circ}\text{C} \quad (7.262)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu ze 4. části III. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,63 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

8 Návrh IV. tahu

IV. tah je tvořen plechovou šachtou, v níž je umístěn přehřívák 1, ohřívák vzduchu 2, dva díly ekonomizéru a dva díly ohříváku vzduchu 1, které jsou zavěšeny na nechlazených závěsech.

Tepelný výpočet IV. tahu je rozdělen na čtyři části, při výpočtu opět zvolím teplotu spalin na výstupu z dané části kotle a následně ověřím správnost zvolené teploty. Tepelný výpočet IV. tahu je proveden dle [1].

Výpočet délky IV. tahu

Délku IV. tahu vypočítám na základě zvolené rychlosti spalin na vstupu do přehříváku 1, kde předpokládám nejvyšší rychlost proudění spalin ve IV. tahu.

Zvolená rychlost proudění spalin na vstupu do přehříváku 1

$$w_S^{in zv} = 5 \text{ m/s} \quad (8.1)$$

Světlý průřez proudu spalin na vstupu do přehříváku 1

$$F_S^{in} = \frac{V_S}{w_S^{in zv}} \cdot \frac{273,15 + t_S^{in}}{273,15} = \frac{14,275}{5} \cdot \frac{273,15 + 385,63}{273,15} = 6,8857 \text{ m}^2 \quad (8.2)$$

kde t_S^{in} teplota spalin na vstupu do přehříváku 1 [°C] je totožná se skutečnou teplotou spalin na výstupu ze 4. části III. tahu (viz rovnice 7.262)

Délka IV. tahu

$$b_{IV} = \frac{F_S^{in}}{a - z_1 \cdot D} = \frac{6,8857}{4 - 44 \cdot 0,038} = 2,9578 \text{ m} \rightarrow 3 \text{ m} \quad (8.3)$$

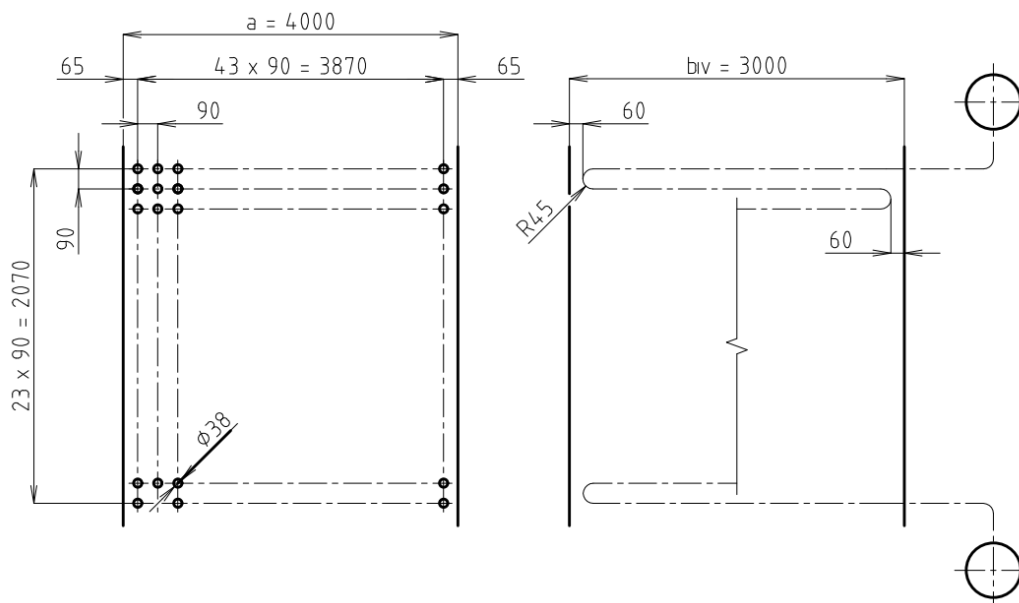
kde z_1 počet trubek v jedné řadě přehříváku 1 [-] (viz Tab. 37) D vnější průměr trubek přehříváku 1 [m] (viz Tab. 37)

8.1 Návrh 1. části IV. tahu

V 1. části IV. tahu je umístěn přehřívák 1.

8.1.1 Geometrický návrh přehříváku 1

Přehřívák 1 je navrhován jako protiproudý. Schéma přehříváku 1 je znázorněno na Obr. 21, jeho geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 37.



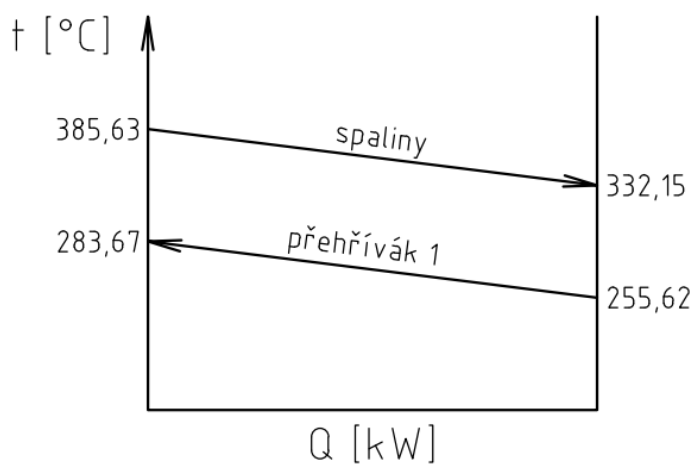
Obr. 21 Schéma přehříváku 1

Tab. 37 Geometrické parametry přehříváku 1

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubek	D	0,038	m
Tloušťka stěny trubek	t	0,004	m
Vnitřní průměr trubek	d	0,03	m
Příčná rozteč	s_1	0,09	m
Střední podélná rozteč	s_2	0,09	m
Efektivní délka trubek	l_e	2,88	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	44	-
Počet řad	z_2	24	-
Počet hadů	z_h	1	-

8.1.2 Tepelný výpočet přehříváku 1

Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části IV. tahu je znázorněn na Obr. 22.



Obr. 22 Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části IV. tahu

Charakteristika spalín v 1. části IV. tahu

Zvolená teplota spalín na výstupu z 1. části IV. tahu

$$t_S^{out zv} = 332 \text{ °C} \quad (8.4)$$

Střední teplota spalín v 1. části IV. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out zv}}{2} = \frac{385,63 + 332}{2} = 358,81 \text{ °C} \quad (8.5)$$

kde t_S^{in} teplota spalín na vstupu do 1. části IV. tahu [°C] je totožná se skutečnou teplotou spalín na výstupu ze 4. části III. tahu (viz rovnice 7.262)

$$T_S = t_S + 273,15 = 358,81 + 273,15 = 631,96 \text{ K} \quad (8.6)$$

Fyzikální charakteristiky spalín v 1. části IV. tahu pro střední teplotu $t_S = 358,81 \text{ °C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 38.

Tab. 38 Fyzikální charakteristiky spalín v 1. části IV. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$57,623 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$54,440 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,7200	-

Světlý průřez proudu spalín v 1. části IV. tahu

$$F_S = a \cdot b_{IV} - z_1 \cdot l_e \cdot D = 4 \cdot 3 - 44 \cdot 2,88 \cdot 0,038 = 7,1846 \text{ m}^2 \quad (8.7)$$

kde z_1, l_e, D geometrické parametry přehřívačů 1 (viz Tab. 37)

Rychlost proudění spalín v 1. části IV. tahu

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{7,1846} \cdot \frac{273,15 + 358,81}{273,15} = 4,5969 \text{ m/s} \quad (8.8)$$

Charakteristika páry v přehřívačů 1

Parametry páry v přehřívačů 1 jsou uvedeny v Tab. 39.

Tab. 39 Parametry páry v přehřívačů 1

Parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_p^{in}	°C
	výstup	t_p^{out}	
	střední hodnota	t_p	
Tlak	vstup	p_p^{in}	MPa
	výstup	p_p^{out}	
	střední hodnota	p_p	
Entalpie	vstup	i_p^{in}	kJ/kg
	výstup	i_p^{out}	
	střední hodnota	i_p	

Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 1 pro střední teplotu $t_p = 269,65\text{ °C}$ a tlak $p_p = 3,85\text{ MPa}$ páry jsem určil dle [3], určené hodnoty jsou uvedeny v Tab. 40.

Tab. 40 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 1

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Měrný objem	v_p	0,0561	m^3/kg
Součinitel tepelné vodivosti	λ_p	0,0492	$\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
Dynamická viskozita	η_p	$1,847\cdot 10^{-5}$	$\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_p	$1,037\cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_p	1,198	-

Průtočný průřez proudu páry v přehříváku 1

$$F_p = z_1 \cdot z_h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 44 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,03^2}{4} = 0,0311\text{ m}^2 \quad (8.9)$$

Rychlost proudění páry v přehříváku 1

$$w_p = \frac{(1 - X_{p2} - X_{p1}) \cdot M_{pp} \cdot v_p}{F_p} = \quad (8.10)$$

$$= \frac{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot 0,0561}{0,0311} = 21,758\text{ m/s}$$

Požadovaná rychlost proudění páry v přehříváku dle [1] je v rozmezí 12 až 30 m/s, rychlost proudění páry v přehříváku 1 tedy vyhovuje.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\alpha_p = 0,023 \cdot \frac{\lambda_p}{d_e} \cdot \left(\frac{w_p \cdot d_e}{\nu_p} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_p^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \quad (8.11)$$

$$= 0,023 \cdot \frac{0,0492}{0,03} \cdot \left(\frac{21,758 \cdot 0,03}{1,037 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 1,198^{0,4} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 1766,5\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem trubek přehříváku 1 (viz Tab. 37)
 C_t, C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} = \quad (8.12)$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1,0221 \cdot \frac{57,623 \cdot 10^{-3}}{0,038} \cdot \left(\frac{4,5969 \cdot 0,038}{54,44 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,72^{0,33} =$$

$$= 52,888\text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1 \quad (8.13)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} =$$

$$= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,3684 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,3684}{2}\right)^3\right]^2} = 1,0221 \quad (8.14)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (8.15)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,09}{0,038} = 2,3684 \quad (8.16)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2082 \cdot 631,96^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{550,89}{631,96}\right)^4}{1 - \frac{550,89}{631,96}} = 8,8780 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.17)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2334} = 0,2082 \quad (8.18)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (10,845 + 0,1555) \cdot 0,101 \cdot 0,2101 = 0,2334 \quad (8.19)$$

kde $k_S \cdot r_S$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalin je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,038 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,09}{0,038^2} - 1 \right) = 0,2101 \text{ m} \quad (8.20)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry přehříváku 1 (viz Tab. 37)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_S \cdot r_S &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_S + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,2101}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{358,81 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 = \\ &= 10,845 \end{aligned} \quad (8.21)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_S + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(358,81 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1555 \quad (8.22)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu\text{m}$ dle [1]

Teplota povrchu nánosů

$$\begin{aligned} t_z &= t + \left(\varepsilon + \frac{1}{\alpha_p} \right) \cdot \frac{Q_{P1}}{S} \cdot 10^3 = \\ &= 269,65 + \left(0,002 + \frac{1}{1766,5} \right) \cdot \frac{1145,9}{363,07} \cdot 10^3 = 277,74 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (8.23)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] (viz Tab. 39)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,002 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 Q_{P1} tepelný výkon přehříváku 1 [kW] (viz rovnice 3.47)
 S teplosměnná plocha přehříváku 1 [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 277,74 + 273,15 = 550,89 \text{ K} \quad (8.24)$$

Teplosměnná plocha přehříváku 1

$$S = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot 24 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,88 = 363,07 \text{ m}^2 \quad (8.25)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 52,888 + 8,878 = 61,766 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.26)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 1

Součinitel prostupu tepla

$$k = \frac{\Psi \cdot \alpha_s}{1 + \frac{\alpha_s}{\alpha_p}} = \frac{0,6 \cdot 61,766}{1 + \frac{61,766}{1766,5}} = 35,808 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.27)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivity je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{101,96 - 76,38}{\ln\left(\frac{101,96}{76,38}\right)} = 88,554 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.28)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_p^{out} = 385,63 - 283,67 = 101,96 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.29)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ }zv} - t_p^{in} = 332 - 255,62 = 76,38 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.30)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 22.

Ideální teplosměnná plocha přehříváku 1

$$S^{id} = \frac{Q_{P1}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1145,9}{35,808 \cdot 88,554} \cdot 10^3 = 361,39 \text{ m}^2 \quad (8.31)$$

Teplosměnná plocha jedné řady přehříváku 1

$$S_{rad} = z_1 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,88 = 15,128 \text{ m}^2 \quad (8.32)$$

Počet řad přehříváku 1

$$z_2 = \frac{S^{id}}{S_{rad}} = \frac{361,39}{15,128} = 23,889 \rightarrow z_2 = 24 \quad (8.33)$$

Skutečná teplosměnná plocha přehříváku 1

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot 24 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 0,038 \cdot 2,88 = 363,07 \text{ m}^2 \quad (8.34)$$

Skutečné teplo odebrané přehřívákem 1

$$Q_{P1}^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{363,07 \cdot 35,808 \cdot 88,554}{10^3} = 1151,3 \text{ kW} \quad (8.35)$$

8.1.3 Kontrola teploty spalin na výstupu z 1. části IV. tahu

Teplo spalin na vstupu do 1. části IV. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 2427,4 \cdot 3,2814 = 7965,2 \text{ kW} \quad (8.36)$$

kde I_S^{in} entalpie spalin na vstupu do 1. části IV. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin na výstupu ze 4. části III. tahu (viz rovnice 7.261)

Teplo spalin na výstupu z 1. části IV. tahu

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_{P1}^{sk} = 7965,2 - 1151,3 = 6813,9 \text{ kW} \quad (8.37)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu z 1. části IV. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{6813,9}{3,2814} = 2076,5 \text{ kJ/kg} \quad (8.38)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu z 1. části IV. tahu pro entalpii

$$I_S^{out sk} = 2076,5 \text{ kJ/kg jsem určil lineární interpolací z Tab. 5}$$

$$t_S^{out sk} = 332,15 \text{ °C} \quad (8.39)$$

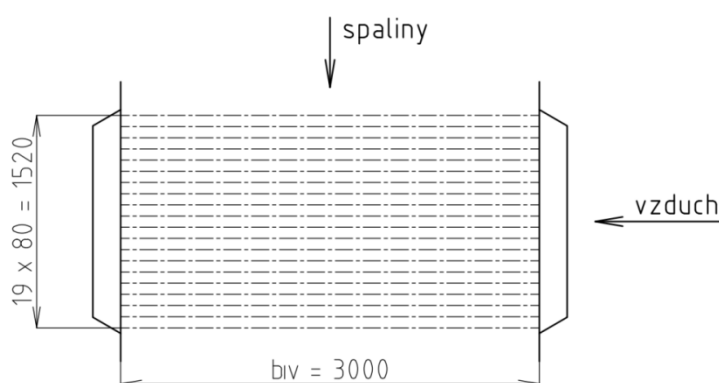
Zvolená teplota spalin na výstupu z 1. části IV. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,15 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

8.2 Návrh 2. části IV. tahu

Ve 2. části IV. tahu je umístěn ohřívák vzduchu 2.

8.2.1 Geometrický návrh ohříváku vzduchu 2

Schéma ohříváku vzduchu 2 je znázorněno na Obr. 23, jeho geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 41.



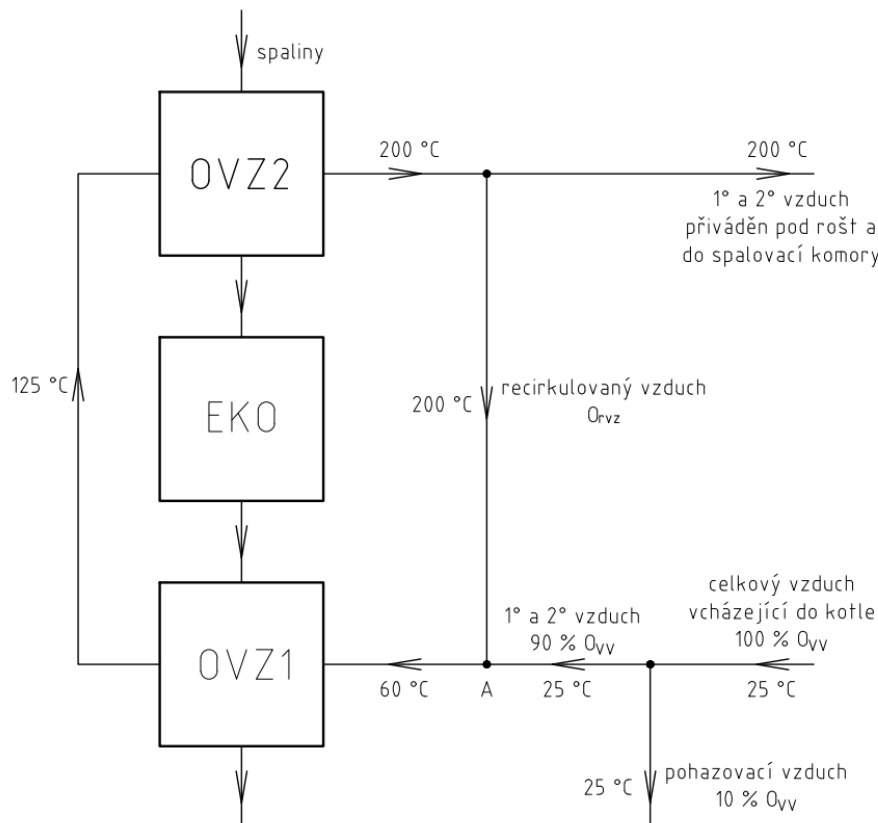
Obr. 23 Ohříváku vzduchu 2

Tab. 41 Geometrické parametry ohříváku vzduchu 2

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubek	D	0,0445	m
Tloušťka stěny trubek	t	0,0032	m
Vnitřní průměr trubek	d	0,0381	m
Příčná rozteč	s_1	0,09	m
Střední podélná rozteč	s_2	0,08	m
Efektivní délka trubek	l_e	3	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	44	-
Počet řad	z_2	20	-
Počet dílů	z_d	1	-

8.2.2 Stanovení množství ohřívání vzduchu

Pro provedení tepelných výpočtů ohříváků vzduchu je nejprve zapotřebí stanovit množství ohřívání vzduchu dle jednoduchých bilančních rovnic. Bilanční rovnice jsou uvedené pro bod A dle Obr. 24.



Obr. 24 Schéma bilance ohřívání vzduchu

Množství recirkulovaného vzduchu

$$0,9 \cdot O_{VV} \cdot 25 + O_{rvz} \cdot 200 = (0,9 \cdot O_{VV} + O_{rvz}) \cdot 60 \Rightarrow$$

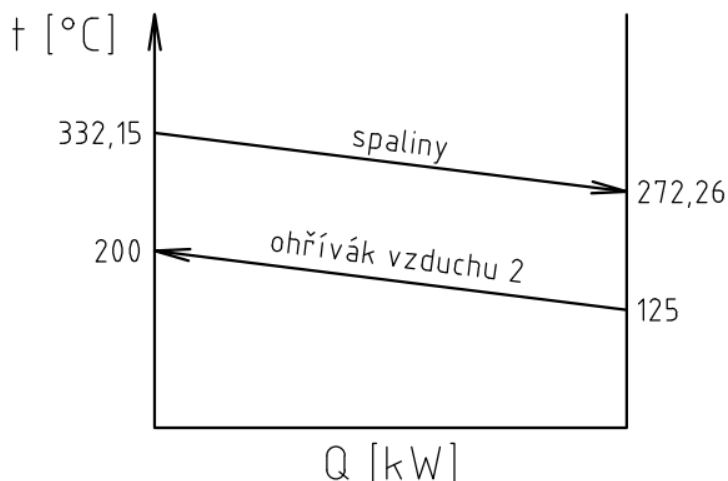
$$\Rightarrow O_{rvz} = 0,9 \cdot O_{VV} \cdot 0,25 = 0,9 \cdot 3,4452 \cdot 0,25 = 0,7752 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (8.40)$$

Množství ohřívání vzduchu

$$O_{ovz} = 0,9 \cdot O_{VV} + O_{rvz} = 0,9 \cdot 3,4452 + 0,7752 = 3,8758 \text{ Nm}^3/\text{kg} \quad (8.41)$$

8.2.3 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu 2

Průběh teploty spaliny a vzduchu ve 2. části IV. tahu je znázorněn na Obr. 25.



Obr. 25 Průběh teploty spalin a vzduchu ve 2. části IV. tahu

Charakteristika spalin ve 2. části IV. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu z 2. části IV. tahu

$$t_S^{out\,zv} = 272\,^{\circ}\text{C} \quad (8.42)$$

Střední teplota spalin ve 2. části IV. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\,zv}}{2} = \frac{332,15 + 272}{2} = 302,08\,^{\circ}\text{C} \quad (8.43)$$

kde t_S^{in} teplota spalin na vstupu do 2. části IV. tahu [$^{\circ}\text{C}$] je totožná se skutečnou teplotou spalin na výstupu z 1. části IV. tahu (viz rovnice 8.39)

$$T_S = t_S + 273,15 = 302,08 + 273,15 = 575,23\,\text{K} \quad (8.44)$$

Fyzikální charakteristiky spalin ve 2. části IV. tahu pro střední teplotu $t_S = 302,08\,^{\circ}\text{C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 42.

Tab. 42 Fyzikální charakteristiky spalin ve 2. části IV. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$52,006 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$45,816 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,7200	-

Světlý průřez proudu spalin ve 2. části IV. tahu

$$F_S = a \cdot b_{IV} - z_1 \cdot l_e \cdot D = 4 \cdot 3 - 44 \cdot 3 \cdot 0,0445 = 6,126\,\text{m}^2 \quad (8.45)$$

kde z_1, l_e, D geometrické parametry ohříváku vzduchu 2 (viz Tab. 41)

Rychlost proudění spalin ve 2. části IV.

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{6,126} \cdot \frac{273,15 + 302,08}{273,15} = 4,9073\,\text{m/s} \quad (8.46)$$

Charakteristika vzduchu v ohříváku vzduchu 2

Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu 2 jsou uvedeny v Tab. 43.

Tab. 43 Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu 2

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_V^{in}	125	°C
	výstup	t_V^{out}	200	
	střední hodnota	t_V	162,5	
Entalpie	vstup	I_V^{in}	423,99	kJ/kg
	výstup	I_V^{out}	680,88	
	střední hodnota	I_V	552,44	

Fyzikální charakteristiky vzduchu v ohříváku vzduchu 2 pro střední teplotu $t_V = 162,5$ °C jsem určil lineární interpolací z příslušných tabulek dle [3], interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 44.

Tab. 44 Fyzikální charakteristiky vzduchu v ohříváku vzduchu 2

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_V	$36,600 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_V	$30,375 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_V	0,6921	-

Průtočný průřez proudu vzduchu v ohříváku vzduchu 2

$$F_V = z_1 \cdot z_2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 44 \cdot 20 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0381^2}{4} = 1,0033 \text{ m}^2 \quad (8.47)$$

Rychlost proudění vzduchu v ohříváku vzduchu 2

$$\begin{aligned} w_V &= \frac{M_{pv} \cdot O_{ovz}}{F_V} \cdot \frac{273,15 + t_V}{273,15} = \\ &= \frac{3,2814 \cdot 3,8758}{1,0033} \cdot \frac{273,15 + 162,5}{273,15} = 20,218 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (8.48)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_S}{D} \cdot \left(\frac{w_S \cdot D}{\nu_S} \right)^{0,65} \cdot Pr_S^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9978 \cdot \frac{52,006 \cdot 10^{-3}}{0,0445} \cdot \left(\frac{4,9073 \cdot 0,0445}{45,816 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,72^{0,33} = \\ &= 51,467 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.49)$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1 \quad (8.50)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2}\right)^3\right]^2} =$$

$$= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,0225 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,7978}{2}\right)^3\right]^2} = 0,9978 \quad (8.51)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0445} = 2,0225 \quad (8.52)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0445} = 1,7978 \quad (8.53)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1812 \cdot 575,23^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{505,44}{575,23}\right)^4}{1 - \frac{505,44}{575,23}} = 5,8896 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.54)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,1999} = 0,1812 \quad (8.55)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (13,45 + 0,1655) \cdot 0,101 \cdot 0,1454 = 0,1999 \quad (8.56)$$

kde $k_S \cdot r_S$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálové vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálové vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,1454 \text{ m} \quad (8.57)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry ohříváku vzduchu 2 (viz Tab. 41)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$\begin{aligned} k_S \cdot r_S &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_S \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_S + 273,15}{1000} \right) \cdot r_S = \\ &= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,1454}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{302,08 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 = \\ &= 13,450 \end{aligned} \quad (8.58)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_S + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(302,08 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1655 \quad (8.59)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \text{ } \mu\text{m}$ dle [1]

Pro ohříváky vzduchu se **teplota povrchu nánosů** bere jako aritmetický průměr střední teploty spalín a vzduchu

$$t_z = \frac{t_S + t_V}{2} = \frac{302,08 + 162,5}{2} = 232,29 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.60)$$

$$T_z = t_z + 273,15 = 232,29 + 273,15 = 505,44 \text{ K} \quad (8.61)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_S = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 51,467 + 5,8896 = 57,356 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.62)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\begin{aligned} \alpha_V &= 0,023 \cdot \frac{\lambda_V}{d_e} \cdot \left(\frac{w_V \cdot d_e}{\nu_V} \right)^{0,8} \cdot \text{Pr}_V^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m = \\ &= 0,023 \cdot \frac{36,6 \cdot 10^{-3}}{0,0381} \cdot \left(\frac{20,218 \cdot 0,0381}{30,375 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,6921^{0,4} \cdot 0,9284 \cdot 1 \cdot 1 = \\ &= 59,075 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.63)$$

kde	d_e	ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem trubek ohříváku vzduchu 2 (viz Tab. 41)
	C_t	opravný koeficient při ohřevu vzduchu
	C_l, C_m	opravné koeficienty [-] dle [1]

Opravný koeficient C_t při ohřevu vzduchu

$$C_t = \left(\frac{t_v + 273,15}{T_z} \right)^{0,5} = \left(\frac{162,5 + 273,15}{505,44} \right)^{0,5} = 0,9284 \quad (8.64)$$

Teplo odebrané ohřívákem vzduchu 2

Součinitel prostupu tepla pro ohřívák vzduchu

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_s \cdot \alpha_v}{\alpha_s + \alpha_v} = 0,85 \cdot \frac{57,356 \cdot 59,075}{57,356 + 59,075} = 24,736 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.65)$$

kde ξ součinitel využití plochy je $\xi = 0,85$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln \left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m} \right)} = \frac{132,15 - 147}{\ln \left(\frac{132,15}{147} \right)} = 139,45 \text{ °C} \quad (8.66)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_v^{out} = 332,15 - 200 = 132,15 \text{ °C} \quad (8.67)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out} - t_v^{in} = 272 - 125 = 147 \text{ °C} \quad (8.68)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 25.

Předběžné teplo odabrané ohřívákem vzduchu 2

$$\begin{aligned} Q^{př} &= M_{pv} \cdot \alpha \cdot \frac{O_{ovz}}{O_{vv}} \cdot (I_v^{out} - I_v^{in}) = \\ &= 3,2814 \cdot 1,35 \cdot \frac{3,8758}{3,4452} \cdot (680,88 - 423,99) = 1280,2 \text{ kW} \end{aligned} \quad (8.69)$$

Ideální teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 2

$$S^{id} = \frac{Q^{př}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1280,2}{24,736 \cdot 139,45} \cdot 10^3 = 371,15 \text{ m}^2 \quad (8.70)$$

Teplosměnná plocha jedné řady ohříváku vzduchu 2

$$S_{řad} = z_1 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 0,0445 \cdot 3 = 18,454 \text{ m}^2 \quad (8.71)$$

Počet řad ohříváku vzduchu 2

$$z_2 = \frac{S^{id}}{z_d \cdot S_{řad}} = \frac{371,15}{1 \cdot 18,454} = 20,113 \rightarrow z_2 = 20 \quad (8.72)$$

Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 2

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_d \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot 20 \cdot 1 \cdot \pi \cdot 0,0445 \cdot 3 = 369,07 \text{ m}^2 \quad (8.73)$$

Skutečné teplo odebrané ohřívákem vzduchu 2

$$Q_{OVZ2}^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{369,07 \cdot 24,736 \cdot 139,45}{10^3} = 1273,1 \text{ kW} \quad (8.74)$$

8.2.4 Kontrola teploty spalin na výstupu z 2. části IV. tahu

Teplo spalin na vstupu do 2. části IV. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 2076,5 \cdot 3,2814 = 6813,9 \text{ kW} \quad (8.75)$$

kde I_S^{in} entalpie spalin na vstupu do 2. části IV. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin na výstupu z 1. části IV. tahu (viz rovnice 8.38)

Teplo spalin na výstupu z 2. části IV. tahu

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_{OVZ2}^{sk} = 6813,9 - 1273,1 = 5540,9 \text{ kW} \quad (8.76)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu z 2. části IV. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{5540,9}{3,2814} = 1688,6 \text{ kJ/kg} \quad (8.77)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu z 2. části IV. tahu pro entalpii

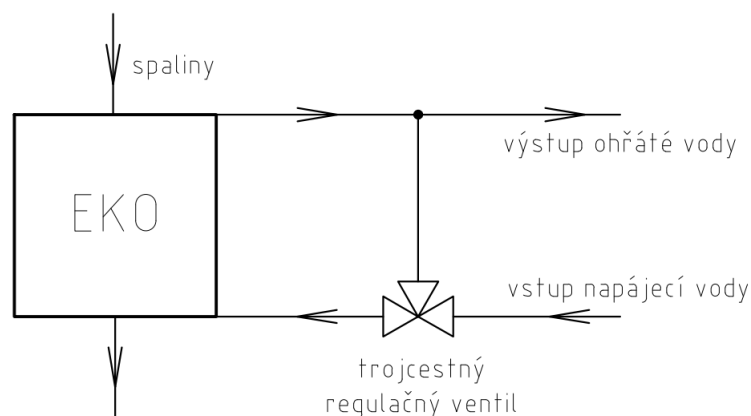
$I_S^{out sk} = 1688,6 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 272,26 \text{ °C} \quad (8.78)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu z 2. části IV. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,26 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

8.3 Návrh 3. části IV. tahu

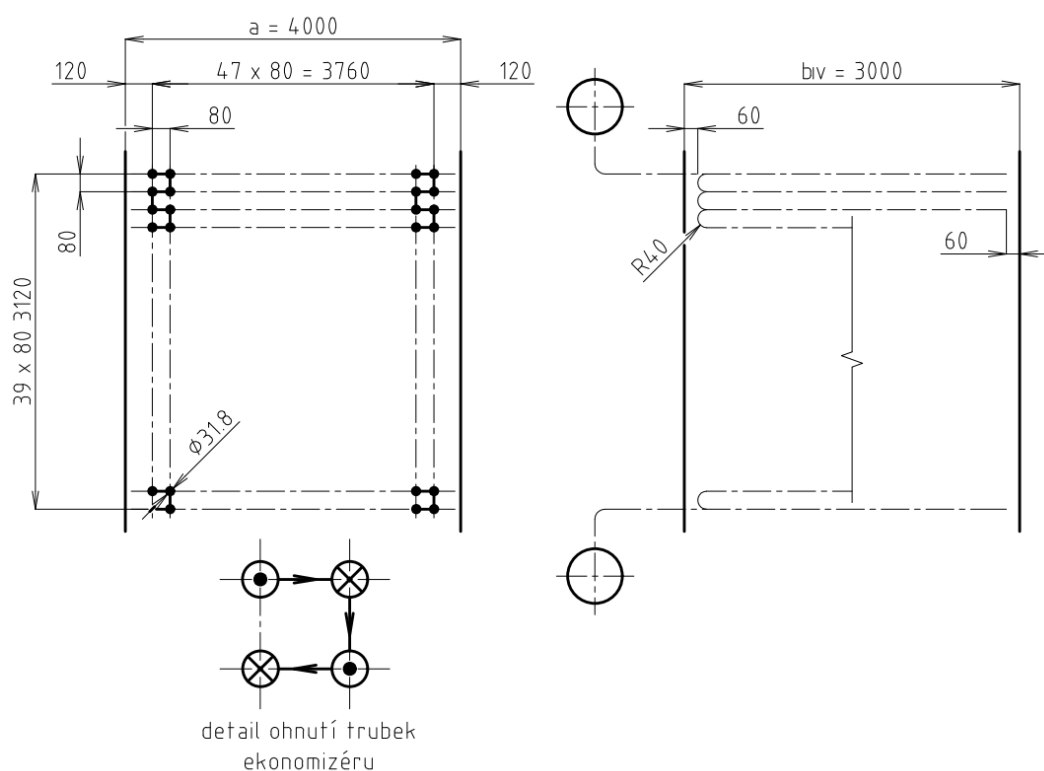
Ve 3. části IV. tahu jsou umístěny dva díly ekonomizéru. Kolem ekonomizéru je zaveden obtok napájecí vody (tzv. bypass), který slouží pro regulaci teploty spalin na výstupu z kotle. Obtok je řízen trojcestným regulačním ventilem, který reguluje průtok napájecí vody kolem ekonomizéru a tím i teplotu spalin na výstupu z kotle. Regulace je realizována z důvodu, aby bylo předcházeno podkročení rosného bodu spalin a tím nedošlo k nízkoteplotní korozi posledních teplosměnných ploch. Schéma zapojení ekonomizéru je znázorněno na Obr. 26.



Obr. 26 Schéma zapojení ekonomizéru

8.3.1 Geometrický návrh ekonomizéru

Oba díly ekonomizéru jsou navrhovány jako protiproudé. Z důvodu dosažení požadované rychlosti proudění vody v ekonomizéru jsou jeho trubky ohnuté ve více rovinách, konkrétně do boku a pak dolů. Schéma ekonomizéru včetně detailů ohnutí trubek je znázorněno na Obr. 27, jeho geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 45.



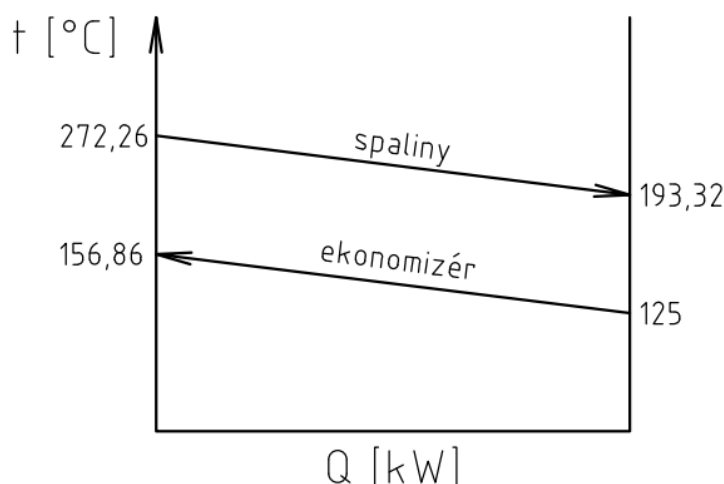
Obr. 27 Schéma ekonomizéru

Tab. 45 Geometrické parametry ekonomizéru

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubek	D	0,0318	m
Tloušťka stěny trubek	t	0,0036	m
Vnitřní průměr trubek	d	0,0246	m
Příčná rozteč	s_1	0,08	m
Střední podélná rozteč	s_2	0,08	m
Efektivní délka trubek	l_e	2,88	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	24	-
Počet řad	z_2	40	-
Počet hadů	z_h	1	-
Počet ohnutí	z_o	2	-

8.3.2 Tepelný výpočet ekonomizéru

Při tepelném výpočtu se jednotlivé díly ekonomizéru nepočítají zvlášť, ale uvažují se jako celek. Dále v případě ekonomizéru se neuvažuje součinitel přestupu tepla ze strany vody, protože na výpočet má zanedbatelný vliv. Průběh teploty spalin a pracovního média ve 3. části IV. tahu je znázorněn na Obr. 28.



Obr. 28 Průběh teploty spalin a pracovního média

Charakteristika spalin ve 3. části IV. tahu

Zvolená teplota spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu

$$t_s^{out zv} = 194 \text{ °C} \quad (8.79)$$

Střední teplota spalin ve 3. části IV. tahu

$$t_s = \frac{t_s^{in} + t_s^{out zv}}{2} = \frac{272,26 + 194}{2} = 233,13 \text{ °C} \quad (8.80)$$

kde t_s^{in} teplota spalin na vstupu do 3. části IV. tahu [°C] je totožná se skutečnou teplotou spalin na výstupu z 2. části IV. tahu (viz rovnice 8.78)

$$T_s = t_s + 273,15 = 233,13 + 273,15 = 506,28 \text{ K} \quad (8.81)$$

Fyzikální charakteristiky spalin ve 3. části IV. tahu pro střední teplotu $t_s = 233,13 \text{ } ^\circ\text{C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 46.

Tab. 46 Fyzikální charakteristiky spalin ve 3. části IV. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_s	$45,514 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_s	$36,740 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_s	0,7334	-

Světlý průřez proudy spalin ve 3. části IV. tahu

$$F_s = a \cdot b_{IV} - z_1 \cdot z_o \cdot l_e \cdot D = 4 \cdot 3 - 24 \cdot 2 \cdot 2,88 \cdot 0,0318 = 7,6040 \text{ m}^2 \quad (8.82)$$

kde z_1, z_o, l_e, D geometrické parametry ekonomizéru (viz Tab. 45)

Rychlost proudění spalin ve 3. části IV. tahu

$$w_s = \frac{V_s}{F_s} \cdot \frac{273,15 + t_s}{273,15} = \frac{14,275}{7,604} \cdot \frac{273,15 + 233,13}{273,15} = 3,4796 \text{ m/s} \quad (8.83)$$

Výpočet velikosti nedohřevu

Ohřátí vody v ekonomizéru u bubnových kotlů není rozhodující. Ekonomizér má využít zbytkový tepelný výkon spalin, což je v mém případě rozdíl tepla obsaženého ve spalinách za přehřívákem 1 a tepla potřebného k ohřátí vzduchu v ohřívácích vzduchu 1 a 2.

Teplo obsažené ve spalinách za přehřívákem 1

$$Q_{SP} = M_{pv} \cdot (I_s^{P1 \text{ out}} - I_s^{K \text{ out}}) = 3,2814 \cdot (2076,5 - 854,61) = 4009,6 \text{ kW} \quad (8.84)$$

kde $I_s^{P1 \text{ out}}$ entalpie spalin na výstupu z přehříváku 1 [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin navýstupu z 1. části IV. tahu (viz rovnice 8.38)
 $I_s^{K \text{ out}}$ entalpie spalin na výstupu z kotle [kJ/kg] při teplotě za kotlem $t_k = 140 \text{ } ^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5

Teplo potřebné k ohřátí vzduchu v ohřívácích vzduchu 1 a 2

$$Q_{VZ} = M_{pv} \cdot \alpha \cdot \frac{M_{ovz}}{O_{VV}} \cdot (I_v^{OHV2 \text{ out}} - I_v^{OHV1 \text{ in}}) =$$

$$= 3,2814 \cdot 1,35 \cdot \frac{3,8758}{3,4452} \cdot (680,88 - 202,37) = 2384,7 \text{ kW} \quad (8.85)$$

kde $I_v^{OHV2 \text{ out}}$ entalpie vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu 2 [kJ/kg] pro teplotu $t = 200 \text{ } ^\circ\text{C}$ určena z Tab. 5
 $I_v^{OHV1 \text{ in}}$ entalpie vzduchu na vstupu do vstupního díla ohříváku vzduchu 1 [kJ/kg] pro teplotu $t = 60 \text{ } ^\circ\text{C}$ určena lineární interpolací z Tab. 5

Zbytkový tepelný výkon spalin využitý ekonomizérem

$$Q_{EKO} = Q_{SP} - Q_{VZ} = 4009,6 - 2384,7 = 1624,9 \text{ kW} \quad (8.86)$$

Entalpii vody na výstupu z ekonomizéru jsem vyjádřil z rovnice 3.68

$$i_{EKO}^{out} = i_E^{in} + \frac{Q_{EKO}}{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp}} =$$

$$= 527,73 + \frac{1624,9}{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5} = 662,38 \text{ kJ/kg} \quad (8.87)$$

kde i_E^{in} entalpie vody na vstupu do ekonomizéru [kJ/kg] (viz rovnice 3.67)

Teplotu vody na výstupu z ekonomizéru jsem určil dle [3]

$$t_{EKO}^{out} = f(p_E^{out}, i_{EKO}^{out}) = f(3,9 \text{ MPa}, 662,38 \text{ kJ/kg}) = 156,85 \text{ °C} \quad (8.88)$$

kde p_E^{out} tlak vody na výstupu z ekonomizéru [MPa] (viz rovnice 3.62)

Velikost nedohřevu jsem vyjádřil z rovnice 3.59

$$\Delta t = t_{VYP}^{out} - t_{EKO}^{out} = 248,86 - 156,85 = 92,01 \text{ °C} \rightarrow \Delta t = 92 \text{ °C} \quad (8.89)$$

kde t_{VYP}^{out} teplota páry na výstupu z výparného systému [°C] (viz rovnice 3.57)

Charakteristika vody v ekonomizéru

Parametry vody v ekonomizéru jsou uvedeny v Tab. 47.

Tab. 47 Parametry vody v ekonomizéru

Parametr		Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_w^{in}	125	°C
	výstup	t_w^{out}	156,86	
	střední hodnota	t_w	140,93	
Tlak	vstup	p_w^{in}	4,1	MPa
	výstup	p_w^{out}	3,9	
	střední hodnota	p_w	4,0	
Entalpie	vstup	i_w^{in}	527,67	kJ/kg
	výstup	i_w^{out}	603,74	
	střední hodnota	i_w	565,71	

Měrný objem vody v ekonomizéru pro střední teplotu $t_w = 140,93 \text{ °C}$ a tlak $p_w = 4 \text{ MPa}$ vody jsem určil dle [3].

$$v_w = 0,0011 \text{ m}^3/\text{kg} \quad (8.90)$$

Průtočný průřez proudu vody v ekonomizéru

$$F_w = z_1 \cdot z_h \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 24 \cdot 1 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0246^2}{4} = 0,0114 \text{ m}^2 \quad (8.91)$$

Rychlost proudění vody v ekonomizéru

$$w_w = \frac{(1 - X_{P2} - X_{P1}) \cdot M_{pp} \cdot v_w}{F_w} =$$

$$= \frac{(1 - 0,015 - 0,02) \cdot 12,5 \cdot 0,0011}{0,0114} = 1,1421 \text{ m/s} \quad (8.92)$$

Požadovaná rychlost proudění vody v ekonomizéru dle [1] je v rozmezí 0,4 až 1,2 m/s, tedy rychlost proudění vody v ekonomizéru vyhovuje.

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\alpha_k = 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot \text{Pr}_s^{0,33} =$$

$$= 0,2 \cdot 1 \cdot 1,0735 \cdot \frac{45,514 \cdot 10^{-3}}{0,0318} \cdot \left(\frac{3,4796 \cdot 0,0318}{36,74 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,7334^{0,33} =$$

$$= 50,622 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1 \quad (8.94)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$C_s = \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} =$$

$$= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,5157 - 3) \cdot \left(1 - \frac{2,5157}{2} \right)^3 \right]^2} = 1,0735 \quad (8.95)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,5157 \quad (8.96)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_2 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0318} = 2,5157 \quad (8.97)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\alpha_{sál} = 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} =$$

$$= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,2158 \cdot 506,28^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{427,47}{506,28}\right)^4}{1 - \frac{427,47}{506,28}} = 4,5391 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.98)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2431} = 0,2158 \quad (8.99)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$k \cdot p \cdot s = (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s =$$

$$= (11,736 + 0,1802) \cdot 0,101 \cdot 0,202 = 0,2431 \quad (8.100)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0318 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,08 \cdot 0,08}{0,0318^2} - 1 \right) = 0,2020 \text{ m} \quad (8.101)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry ekonomizéru (viz Tab. 45)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,202}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{233,13 + 273,15}{1000} \right) \cdot 0,3417 =$$

$$= 11,736 \quad (8.102)$$

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(233,13 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1802 \quad (8.103)$$

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu\text{m}$ dle [1]

Teplota povrchu nánosů

$$t_z = t + \varepsilon \cdot \frac{Q_E}{S} \cdot 10^3 = 140,93 + 0,0045 \cdot \frac{1642,9}{552,42} \cdot 10^3 = 154,32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.104)$$

kde t střední teplota pracovního média v trubkách [$^\circ\text{C}$] (viz Tab. 47)
 ε součinitel zanesení teplosměnné plochy dle odborné konzultace jsem zvolil
 $\varepsilon = 0,0045 \text{ m}^2 \cdot \text{K/W}$
 Q_E tepelný výkon ekonomizéru [kW] (viz rovnice 3.68)
 S teplosměnná plocha ekonomizéru [m^2]

$$T_z = t_z + 273,15 = 154,32 + 273,15 = 427,47 \text{ K} \quad (8.105)$$

Teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot z_o \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 24 \cdot 40 \cdot 1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,88 = 552,42 \text{ m}^2 \quad (8.106)$$

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalín

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 50,622 + 4,5391 = 55,161 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.107)$$

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Skutečné teplo odebrané ekonomizérem

Součinitel prostupu tepla

$$k = \Psi \cdot \alpha_s = 0,6 \cdot 55,161 = 33,097 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.108)$$

kde Ψ součinitel tepelné efektivnosti je $\Psi = 0,6$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{115,4 - 69}{\ln\left(\frac{115,4}{69}\right)} = 90,222 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.109)$$

$$\Delta t_v = t_s^{in} - t_w^{out} = 272,26 - 156,86 = 115,40 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.110)$$

$$\Delta t_m = t_s^{out\text{ } zv} - t_w^{in} = 194 - 125 = 69 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.111)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 28.

Ideální teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S^{id} = \frac{Q_E}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1642,9}{33,097 \cdot 90,222} \cdot 10^3 = 550,44 \text{ m}^2 \quad (8.112)$$

Teplosměnná plocha jedné řady ekonomizéru

$$S_{rad} = z_1 \cdot z_h \cdot z_o \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 24 \cdot 1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,88 = 13,811 \text{ m}^2 \quad (8.113)$$

Počet řad ekonomizéru

$$z_2 = \frac{S^{id}}{S_{rad}} = \frac{550,44}{13,811} = 39,856 \rightarrow z_2 = 40 \quad (8.114)$$

Skutečná teplosměnná plocha ekonomizéru

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_h \cdot z_o \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 24 \cdot 40 \cdot 1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0318 \cdot 2,88 = 552,42 \text{ m}^2 \quad (8.115)$$

Skutečné teplo odebrané ekonomizérem

$$Q_E^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{552,42 \cdot 33,097 \cdot 90,222}{10^3} = 1649,6 \text{ kW} \quad (8.116)$$

8.3.3 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu

Teplo spalin na vstupu do 3. části IV. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 1688,6 \cdot 3,2814 = 5540,9 \text{ kW} \quad (8.117)$$

kde I_S^{in} entalpie spalin na vstupu do 3. části IV. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin na výstupu z 2. části IV. tahu (viz rovnice 8.77)

Teplo spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_E^{sk} = 5540,9 - 1649,6 = 3891,3 \text{ kW} \quad (8.118)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{3891,3}{3,2814} = 1185,9 \text{ kJ/kg} \quad (8.119)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu pro entalpii

$I_S^{out sk} = 1185,9 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5

$$t_S^{out sk} = 193,32 \text{ °C} \quad (8.120)$$

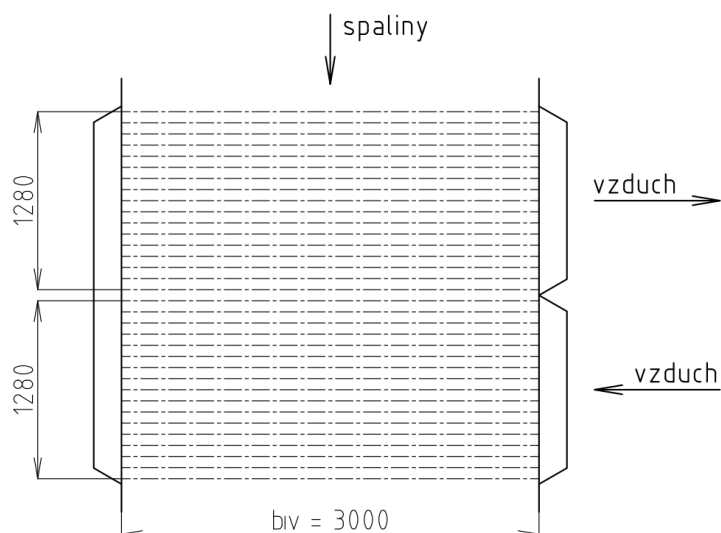
Zvolená teplota spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,68 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

8.4 Návrh 4. části IV. tahu

Ve 4. části IV. tahu jsou umístěny dva díly ohříváku vzduchu 1.

8.4.1 Geometrický návrh ohříváku vzduchu 1

Schéma ohříváku vzduchu 1 je znázorněno na Obr. 29, jeho geometrické parametry jsou uvedeny v Tab. 48.



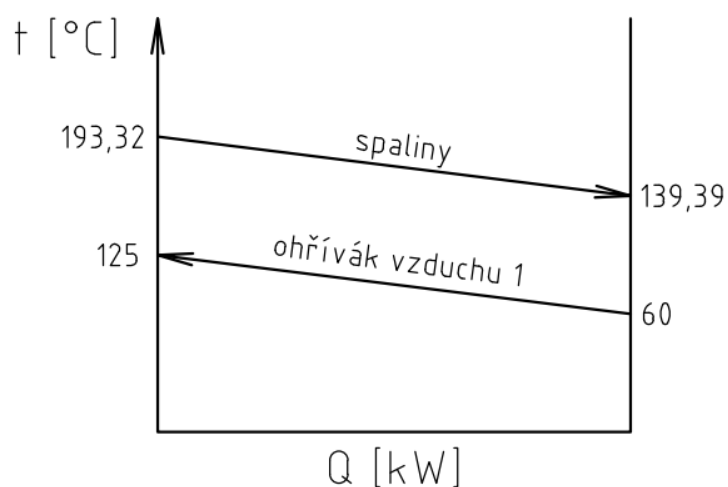
Obr. 29 Schéma ohříváku vzduchu 1

Tab. 48 Geometrické parametry ohříváku vzduchu 1

Geometrický parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Vnější průměr trubek	D	0,0445	m
Tloušťka stěny trubek	t	0,0032	m
Vnitřní průměr trubek	d	0,0381	m
Příčná rozteč	s_1	0,09	m
Střední podélná rozteč	s_2	0,08	m
Efektivní délka trubek	l_e	3	m
Počet trubek v jedné řadě	z_1	44	-
Počet řad	z_2	17	-
Počet dílů	z_d	2	-

8.4.3 Tepelný výpočet ohříváku vzduchu 1

Průběh teploty spaliny a vzduchu ve 4. části IV. tahu je znázorněn na Obr. 30.



Obr. 30 Průběh teploty spaliny a vzduchu ve 4. části IV. tahu

Charakteristika spalín ve 4. části IV. tahu

Zvolená teplota spalín na výstupu ze 4. části IV. tahu

$$t_S^{out\ zv} = 140\text{ °C} \quad (8.121)$$

Střední teplota spalín ve 4. části IV. tahu

$$t_S = \frac{t_S^{in} + t_S^{out\ zv}}{2} = \frac{193,32 + 140}{2} = 166,66\text{ °C} \quad (8.122)$$

kde t_S^{in} teplota spalín na vstupu do 4. části IV. tahu [°C] je totožná se skutečnou teplotou spalín na výstupu ze 3. části IV. tahu (viz rovnice 8.120)

$$T_S = t_S + 273,15 = 166,66 + 273,15 = 439,81\text{ K} \quad (8.123)$$

Fyzikální charakteristiky spalín ve 4. části IV. tahu pro střední teplotu $t_S = 166,66\text{ °C}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5, interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 49.

Tab. 49 Fyzikální charakteristiky spalín ve 4. části IV. tahu

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_S	$39,166 \cdot 10^{-3}$	$\text{W} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_S	$28,499 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_S	0,7467	-

Světlý průřez proudu spalín ve 4. části IV. tahu

$$F_S = a \cdot b_{IV} - z_1 \cdot l_e \cdot D = 4 \cdot 3 - 44 \cdot 3 \cdot 0,0445 = 6,126\text{ m}^2 \quad (8.124)$$

kde z_1, l_e, D geometrické parametry ohřívačku vzduchu 1 (viz Tab. 48)

Rychlost proudění spalín ve 4. části IV.

$$w_S = \frac{V_S}{F_S} \cdot \frac{273,15 + t_S}{273,15} = \frac{14,275}{6,126} \cdot \frac{273,15 + 166,66}{273,15} = 3,7521\text{ m/s} \quad (8.125)$$

Charakteristika vzduchu v ohřívačku vzduchu 1

Parametry vzduchu v ohřívačku vzduchu 1 jsou uvedeny v Tab. 50.

Tab. 50 Parametry vzduchu v ohřívačku vzduchu 1

Parametr	Značka	Rozměr	Jednotka
Teplota	vstup	t_V^{in}	°C
	výstup	t_V^{out}	
	střední hodnota	t_V	
Entalpie	vstup	I_V^{in}	kJ/kg
	výstup	I_V^{out}	
	střední hodnota	I_V	

Fyzikální charakteristiky vzduchu v ohřívačku vzduchu 1 pro střední teplotu $t_V = 92,5\text{ °C}$ jsem určil lineární interpolací z příslušných tabulek dle [3], interpolované hodnoty jsou uvedeny v Tab. 51.

Tab. 51 Fyzikální charakteristiky vzduchu v ohřívačce vzduchu 1

Fyzikální charakteristika	Značka	Rozměr	Jednotka
Součinitel tepelné vodivosti	λ_V	$31,521 \cdot 10^{-3}$	$W \cdot m^{-1} \cdot K^{-1}$
Kinematická viskozita	ν_V	$22,271 \cdot 10^{-6}$	m^2/s
Prandtlovo číslo	Pr_V	0,7049	-

Průtočný průřez proudu vzduchu v ohřívačce vzduchu 1

$$F_V = z_1 \cdot z_2 \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} = 44 \cdot 17 \cdot \frac{\pi \cdot 0,0381^2}{4} = 0,8528 \text{ m}^2 \quad (8.126)$$

Rychlost proudění vzduchu v ohřívačce vzduchu 1

$$w_V = \frac{M_{pv} \cdot O_{ovz}}{F_V} \cdot \frac{273,15 + t_V}{273,15} = \frac{3,2814 \cdot 3,8758}{0,8528} \cdot \frac{273,15 + 92,5}{273,15} = 19,964 \text{ m/s} \quad (8.127)$$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla konvekcí při příčném obtékání svazku trubek uspořádaných za sebou

$$\begin{aligned} \alpha_k &= 0,2 \cdot C_z \cdot C_s \cdot \frac{\lambda_s}{D} \cdot \left(\frac{w_s \cdot D}{\nu_s} \right)^{0,65} \cdot Pr_s^{0,33} = \\ &= 0,2 \cdot 1 \cdot 0,9978 \cdot \frac{39,166 \cdot 10^{-3}}{0,0445} \cdot \left(\frac{3,7521 \cdot 0,0445}{28,499 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,65} \cdot 0,7467^{0,33} = \\ &= 44,859 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.128)$$

kde C_z, C_s korekční součinitele [-]

Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru pro $z_2 \geq 10$

$$C_z = 1 \quad (8.129)$$

Korekční součinitel na uspořádání svazku

$$\begin{aligned} C_s &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot \sigma_1 - 3) \cdot \left(1 - \frac{\sigma_2}{2} \right)^3 \right]^2} = \\ &= \frac{1}{\left[1 + (2 \cdot 2,0225 - 3) \cdot \left(1 - \frac{1,7978}{2} \right)^3 \right]^2} = 0,9978 \end{aligned} \quad (8.130)$$

kde σ_1 poměrná příčná rozteč trubek [-]
 σ_2 poměrná podélná rozteč trubek [-]

Poměrná příčná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_1}{D} = \frac{0,09}{0,0445} = 2,0225 \quad (8.131)$$

Poměrná podélná rozteč trubek

$$\sigma_1 = \frac{s_2}{D} = \frac{0,08}{0,0445} = 1,7978 \quad (8.132)$$

Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalín

Součinitel přestupu tepla sáláním při spalování tuhých paliv

$$\begin{aligned} \alpha_{sál} &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{a_{st} + 1}{2} \cdot a_s \cdot T_s^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{T_z}{T_s}\right)^4}{1 - \frac{T_z}{T_s}} = \\ &= 5,7 \cdot 10^{-8} \cdot \frac{0,8 + 1}{2} \cdot 0,1918 \cdot 439,81^3 \cdot \frac{1 - \left(\frac{402,73}{439,81}\right)^4}{1 - \frac{402,73}{439,81}} = \\ &= 2,9480 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \end{aligned} \quad (8.133)$$

kde a_{st} stupeň černosti povrchu stěn je $a_{st} = 0,8$ dle [1]
 a_s stupeň černosti proudu spalín [-]
 T_s střední teplota spalín [K]
 T_z teplota povrchu nánosů [K]

Stupeň černosti proudu spalín

$$a_s = 1 - e^{-k \cdot p \cdot s} = 1 - e^{-0,2129} = 0,1918 \quad (8.134)$$

kde $k \cdot p \cdot s$ optická hustota proudu spalín [-]

Optická hustota proudu spalín

$$\begin{aligned} k \cdot p \cdot s &= (k_s \cdot r_s + k_p \cdot \mu_{pk}) \cdot p \cdot s = \\ &= (14,306 + 0,198) \cdot 0,101 \cdot 0,1454 = 0,2129 \end{aligned} \quad (8.135)$$

kde $k_s \cdot r_s$ součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
 $k_p \cdot \mu_{pk}$ součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
 p tlak spalín je $p = 0,101$ MPa dle [1]
 s efektivní tloušťka sálavé vrstvy [m]

Efektivní tloušťka sálavé vrstvy pro svazky z hladkých trubek

$$s = 0,9 \cdot D \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{s_1 \cdot s_2}{D^2} - 1 \right) = 0,9 \cdot 0,0445 \cdot \left(\frac{4}{\pi} \cdot \frac{0,09 \cdot 0,08}{0,0445^2} - 1 \right) = 0,1454 \text{ m} \quad (8.136)$$

kde s_1, s_2 geometrické parametry ohříváku vzduchu 1 (viz Tab. 48)

Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny

$$k_s \cdot r_s = \left(\frac{7,8 + 16 \cdot r_{H_2O}}{3,16 \cdot \sqrt{p_s \cdot s}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{t_s + 273,15}{1000} \right) \cdot r_s =$$

$$= \left(\frac{7,8 + 16 \cdot 0,2263}{3,16 \cdot \sqrt{0,0345 \cdot 0,1454}} - 1,02 \right) \cdot \left(1 - 0,37 \cdot \frac{166,66 + 273,15}{1000} \right) \cdot$$

$$\cdot 0,3417 = 14,306$$
(8.137)

Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi

$$k_p \cdot \mu_{pk} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot \mu_{pk}}{\sqrt[3]{(t_s + 273,15)^2 \cdot d_{pk}^2}} = \frac{5,7 \cdot 10^4 \cdot 0,0015}{\sqrt[3]{(166,66 + 273,15)^2 \cdot 20^2}} = 0,1655$$
(8.138)

kde d_{pk} střední efektivní průměr částic popílku je $d_{pk} = 20 \mu m$ dle [1]

Pro ohříváky vzduchu se **teplota povrchu nánosů** bere jako aritmetický průměr střední teploty spalin a vzduchu

$$t_z = \frac{t_s + t_v}{2} = \frac{166,66 + 92,5}{2} = 129,58 \text{ } ^\circ C$$
(8.139)

$$T_z = t_z + 273,15 = 129,58 + 273,15 = 402,73 \text{ } K$$
(8.140)

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

$$\alpha_s = \omega \cdot \alpha_k + \alpha_{sál} = 1 \cdot 44,859 + 2,948 = 47,807 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$
(8.141)

kde ω součinitel omývání plochy dle odborné konzultace jsem zvolil $\omega = 1$

Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu

Součinitel přestupu tepla konvekcí při podélném obtékání plochy

$$\alpha_v = 0,023 \cdot \frac{\lambda_v}{d_e} \cdot \left(\frac{w_v \cdot d_e}{\nu_v} \right)^{0,8} \cdot Pr_v^{0,4} \cdot C_t \cdot C_l \cdot C_m =$$

$$= 0,023 \cdot \frac{31,521 \cdot 10^{-3}}{0,0381} \cdot \left(\frac{19,964 \cdot 0,0381}{22,271 \cdot 10^{-6}} \right)^{0,8} \cdot 0,7049^{0,4} \cdot 0,9529 \cdot 1 \cdot 1 =$$

$$= 66,746 \text{ } W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$$
(8.142)

kde d_e ekvivalentní průměr [m] je totožný s vnitřním průměrem trubek ohříváku vzduchu 1 (viz Tab. 48)

C_t opravný koeficient při ohřevu vzduchu

C_l, C_m opravné koeficienty [-] dle [1]

Opravný koeficient C_t při ohřevu vzduchu

$$C_t = \left(\frac{t_v + 273,15}{T_z} \right)^{0,5} = \left(\frac{92,5 + 273,15}{402,73} \right)^{0,5} = 0,9529$$
(8.143)

Teplo odebrané ohřívákem vzduchu 1

Součinitel prostupu tepla pro ohřívák vzduchu

$$k = \xi \cdot \frac{\alpha_S \cdot \alpha_V}{\alpha_S + \alpha_V} = 0,85 \cdot \frac{47,807 \cdot 66,746}{47,807 + 66,746} = 23,677 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1} \quad (8.144)$$

kde ξ součinitel využití plochy je $\xi = 0,85$ dle [1]

Střední logaritmický teplotní spád

$$\Delta t_{ln} = \frac{\Delta t_v - \Delta t_m}{\ln\left(\frac{\Delta t_v}{\Delta t_m}\right)} = \frac{68,2 - 80}{\ln\left(\frac{68,2}{80}\right)} = 74,005 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.145)$$

$$\Delta t_v = t_S^{in} - t_V^{out} = 193,32 - 125 = 68,32 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.146)$$

$$\Delta t_m = t_S^{out\text{ } zv} - t_V^{in} = 140 - 60 = 80 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (8.147)$$

Jednotlivé teploty jsou znázorněny na Obr. 30.

Předběžné teplo odabrané ohřívákem vzduchu 1

$$\begin{aligned} Q^{př} &= M_{pv} \cdot \alpha \cdot \frac{O_{ovz}}{O_{VV}} \cdot (I_V^{out} - I_V^{in}) = \\ &= 3,2814 \cdot 1,35 \cdot \frac{3,8758}{3,4452} \cdot (423,99 - 202,37) = 1104,5 \text{ kW} \end{aligned} \quad (8.148)$$

Ideální teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 1

$$S^{id} = \frac{Q^{př}}{k \cdot \Delta t_{ln}} \cdot 10^3 = \frac{1104,5}{23,677 \cdot 74,005} \cdot 10^3 = 630,33 \text{ m}^2 \quad (8.149)$$

Teplosměnná plocha jedné řady ohříváku vzduchu 1

$$S_{rad} = z_1 \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot \pi \cdot 0,0445 \cdot 3 = 36,907 \text{ m}^2 \quad (8.150)$$

Počet řad jednoho dílu ohříváku vzduchu 1

$$z_2 = \frac{S^{id}}{z_d \cdot S_{rad}} = \frac{630,33}{2 \cdot 36,907} = 17,079 \rightarrow z_2 = 17 \quad (8.151)$$

Skutečná teplosměnná plocha ohříváku vzduchu 1

$$S^{sk} = z_1 \cdot z_2 \cdot z_d \cdot \pi \cdot D \cdot l_e = 44 \cdot 17 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0,0445 \cdot 3 = 627,43 \text{ m}^2 \quad (8.152)$$

Skutečné teplo odebrané ohřívákem vzduchu 1

$$Q_{OVZ1}^{sk} = \frac{S^{sk} \cdot k \cdot \Delta t_{ln}}{10^3} = \frac{627,43 \cdot 23,677 \cdot 74,005}{10^3} = 1099,4 \text{ kW} \quad (8.153)$$

8.4.4 Kontrola teploty spalin na výstupu ze 4. části IV. tahu

Teplo spalin na vstupu do 4. části IV. tahu

$$Q_S^{in} = I_S^{in} \cdot M_{pv} = 1185,9 \cdot 3,2814 = 3891,3 \text{ kW} \quad (8.154)$$

kde I_S^{in} entalpie spalin na vstupu do 4. části IV. tahu [kJ/kg] je totožná se skutečnou entalpií spalin na výstupu ze 3. části IV. tahu (viz rovnice 8.119)

Teplo spalin na výstupu ze 4. části IV. tahu

$$Q_S^{out} = Q_S^{in} - Q_{OVZ1}^{sk} = 3891,3 - 1099,4 = 2791,9 \text{ kW} \quad (8.155)$$

Skutečná entalpie spalin na výstupu ze 4. části IV. tahu

$$I_S^{out sk} = \frac{Q_S^{out}}{M_{pv}} = \frac{2791,9}{3,2814} = 850,83 \text{ kJ/kg} \quad (8.156)$$

Skutečnou teplotu spalin na výstupu ze 4. části IV. tahu pro entalpii

$I_S^{out sk} = 850,83 \text{ kJ/kg}$ jsem určil lineární interpolací z Tab. 5.

$$t_S^{out sk} = 139,39 \text{ °C} \quad (8.157)$$

Zvolená teplota spalin na výstupu ze 4. části IV. tahu se od vypočítané skutečné liší o 0,61 °C, což je pro přesnost výpočtu dostačující.

9 Kontrola tepelné bilance

Kontrola tepelné bilance se provádí dle [2].

Součet tepel všech výhřevných ploch kromě ohříváků vzduchu

$$\begin{aligned}\Sigma Q_{bi} &= Q_o + Q_M + Q_{II} + Q_{MS}^{III1} + Q_{ZT}^{III1 sk} + Q_{MS}^{III2} + Q_{P3}^{sk} + Q_{ZT}^{III2 sk} + Q_{MS}^{III3} + \\ &Q_{P2B}^{sk} + Q_{ZT}^{III3 sk} + Q_{MS}^{III4} + Q_{P2A}^{sk} + Q_{ZT}^{III4 sk} + Q_{P1}^{sk} + Q_E^{sk} = \\ &= 21771 + 529,97 + 2111,2 + 583,13 + 67,532 + 334,38 + 1865,5 + \\ &+ 99,919 + 211,09 + 2602,4 + 63,115 + 114,69 + 1782,5 + 37,054 + \\ &+ 1151,3 + 1649,6 = 34974 \text{ kW}\end{aligned}\quad (9.1)$$

Tepelná bilance

$$\begin{aligned}\Delta Q &= Q_{i \text{ red}} \cdot \eta_k - \frac{\Sigma Q_{bi}}{M_{pv}} \cdot (1 - Z_c) = \\ &= 11550 \cdot 0,92171 - \frac{34974}{3,2814} \cdot (1 - 0,00557) = 46,444 \text{ kJ/kg}\end{aligned}\quad (9.2)$$

Odchylka tepelné bilance

$$\Delta = \frac{\Delta Q}{Q_{i \text{ red}}} \cdot 100 = \frac{46,444}{11550} \cdot 100 = 0,4021 \% \quad (9.3)$$

Při správném výpočtu dle [1] odchylka tepelné bilance nesmí být větší než 0,5 %.
Podmínka je v mém případě splněna, výpočet je tedy proveden správně.

10 Závěr

Cílem diplomové práce bylo zpracování návrhu roštového parního kotle s přirozenou cirkulací na spalování dřevní štěpky o zadané výhřevnosti a složení, včetně tepelného výpočtu a geometrického návrhu teplosměnných ploch při dodržení výkonu 45 t/h, tlaku přehřáté páry 3,5 MPa, teploty přehřáté páry 450 °C a teploty napájecí vody 125 °C.

Přepočtem složení paliva jsem získal nejvhodnější vyjádření složení paliva pro další výpočty. V rámci stechiometrických výpočtů jsem zvolil součinitel přebytku spalovacího vzduchu, pomocí čehož jsem stanovil potřebný objem vzduchu pro spalování jednotkového množství paliva $O_{VV} = 3,4452 \text{ Nm}^3/\text{kg}$ a vzniklý objem spalin při tomto spalování $O_{SV} = 4,3503 \text{ Nm}^3/\text{kg}$. Provedl jsem výpočet entalpií spalin, ze kterého jsem získal I-t tabulku a I-t diagram spalin. Účinnost kotle jsem vypočítal nepřímou metodou na základě tepelných ztrát $\eta_k = 92,171 \%$. Pro dosažení požadovaných parametrů kotle jsem stanovil skutečné množství paliva přivedené do kotle $M_{pal} = 3,2998 \text{ kg/s}$ a výpočtové množství spáleného paliva $M_{pv} = 3,2814 \text{ kg/s}$. Výstupem základní bilance kotle byl pilový diagram. Nejrozsáhlejší část práce jsem věnoval detailnímu tepelnému výpočtu a geometrickému návrhu spalovací komory a teplosměnných ploch. Vhodné konstrukční řešení ohniště udržuje teplotu spalin na konci spalovací komory pod 850 °C, aby bylo zabráněno zanášení teplosměnných ploch popílkem. Z důvodu vhodného dimenzování teplosměnných ploch teplota spalin na výstupu z kotle ve značné míře nepodkročí 140 °C, dojde takto k předcházení nízkoteplotní koroze na posledních teplosměnných plochách.

Je zapotřebí mít na zřeteli, že kotel je navrhován pro stacionární stav, tedy je uvažováno konstantní složení paliva při jmenovitém výkonu kotle. Dále je předpokládáno, že uvolnění tepla v ohništi je rovnoměrné a přestup tepla jednotlivými teplosměnnými plochami je konstantní. Nicméně ve skutečnosti jsou tyto děje a parametry dynamické, což ovlivňuje výstupní parametry a bezpečný, bezporuchový a optimální provoz kotle. Například právě biomasa se vyznačuje velkým kolísáním vlhkosti, anebo při najíždění a odstavení se mění výkon kotle. Dynamika v provozu kotle je řešena automatickou regulací, což udržuje výstupní parametry na požadované hodnotě, chrání kotel při abnormálních stavech a optimalizuje normální provoz, najíždění a odstavování [5]. Kotel má mnoho regulačních okruhů, v práci byla zmíněna pouze regulace teploty spalin na výstupu z kotle obtokem napájecí vody kolem ekonomizéru a regulace teploty přehřáté páry na výstupu z kotle vstřikem napájecí vody. V případě druhého zmíněného regulačního okruhu u parních kotlů na spalování biomasy se běžně používané množství vstřiku pohybuje kolem 7 %. Při tomto množství vstřiku kotel by musel mít více než šest přehřívákových dílů pro dosažení požadovaných parametrů přehřáté páry. Z důvodu snížení počtu přehřívákových dílů jsem upravil množství vstřiku na 3,5 % (1,5 % za přehřívákem 2 a 2 % za přehřívákem 1), což není úplně ideální z hlediska regulace. Tento problém je vyřešen případným zapnutím recirkulace spalin, kdyby došlo k překročení požadované teploty přehřáté páry a množství vstřiku by nebylo dostačující k její regulaci.

11 Seznam použitých zdrojů

- [1] DLOUHÝ, Tomáš. *Výpočty kotlů a spalinových výměníků*. Vyd. 3. Praha: Nakladatelství ČVUT, 1999, 212 s. ISBN 978-80-01-03757-7.
- [2] BUDAJ, Florian. *Parní kotle: Podklady pro tepelný výpočet*. Vyd. 4. Brno: Nakladatelství VUT Brno, 1992. ISBN 80-214-0426-4.
- [3] HOLMGREN, Magnus. *X Steam version 2.6*. Excel Steam Tables.
- [4] QUASCHNING, Volker. *Obnovitelné zdroje energií*. Praha: Grada, 2010. Stavitel. ISBN 978-80-247-3250-3.
- [5] ČERNÝ, Václav, Břetislav JANEBA a Jiří TEYSSLER. *Parní kotle: Technický průvodce 32*. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1983.

12 Seznam použitých zkratk a symbolů

Symbol	Jednotka	Popis
a	[m]	Šířka kotle
a_o	[-]	Stupeň černosti ohniště
a_{pl}	[-]	Stupeň černosti plamene
a_r	[m]	Šířka roštu
a_{st}	[-]	Stupeň černosti povrchu stěn
a_s	[-]	Stupeň černosti proudu spalin
A^d	[-]	Obsah popela v bezvodém stavu
A^r	[-]	Obsah popela v původním vzorku
b	[m]	Délka ohniště
b_r	[m]	Délka roštu
b_{II}	[m]	Délka II. tahu
b_{III}	[m]	Délka III. tahu
b_{IV}	[m]	Délka IV. tahu
Bo	[-]	Boltzmanovo číslo
c	[m]	Výška mříže
c_i	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita popílku
c_{pv}	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]	Měrná tepelná kapacita paliva
C^{daf}	[-]	Obsah uhlíku v hořlavině
C^r	[-]	Obsah uhlíku v původním vzorku
C_i	[-]	Obsah spalitelných látek v tuhých zbytcích
C_l	[-]	Opravný koeficient
C_m	[-]	Opravný koeficient
C_s	[-]	Korekční součinitel na uspořádání svazku
C_t	[-]	Opravný koeficient
C_z	[-]	Korekční součinitel na počet řad svazku v podélném směru
d	[m]	Rozměr II. tahu
d	[m]	Vnitřní průměr trubek
d_e	[m]	Ekvivalentní průměr
d_{pk}	[μm]	Střední efektivní průměr částic popílku
D	[m]	Vnější průměr trubek
e	[m]	Rozměr II. tahu
f	[m]	Rozměr II. tahu a obratové komory
F	[m ²]	Průtočný průřez
F_{st}	[m ²]	Povrch sálajícího prostoru
$F_{S\ min}$	[m ²]	Průtočný průřez proudu v nejužším místě II. tahu
g	[m]	Rozměr obratové komory
G_s	[kg/kg]	Hmotnost spalin
h	[m]	Rozměr obratové komory
h_o	[m]	Výška ohniště
H	[m]	Výška dané části tahu
H^{daf}	[-]	Obsah vodíku v hořlavině
H^r	[-]	Obsah vodíku v původním vzorku
i	[m]	Rozměr obratové komory
i	[kJ/kg]	Entalpie
i_{nv}	[kJ/kg]	Entalpie napájecí vody

i_{pp}	[kJ/kg]	Entalpie přehřáté páry
i_{pv}	[kJ/kg]	Fyzické teplo paliva
I	[kJ/kg]	Entalpie
I_{np}	[kJ/kg]	Entalpie nechlazeného plamene
$I_S^{K out}$	[kJ/kg]	Entalpie spalin na výstupu z kotle
$I_S^{P1 out}$	[kJ/kg]	Entalpie spalin na výstupu z přehříváku 1
I_S^t	[kJ/kg]	Entalpie spalin o teplotě t
$I_S^{t_k}$	[kJ/kg]	Entalpie spalin při teplotě za kotlem t_k
I_S^{tok}	[kJ/kg]	Entalpie spalin na výstupu z ohniště
I_S^{tvz}	[kJ/kg]	Entalpie spalin při teplotě vzduchu v kotelně t_{vz}
$I_S^{t min}$	[kJ/kg]	Entalpie stechiometrických spalin při teplotě t
$I_V^{OHV1 in}$	[kJ/kg]	Entalpie vzduchu na vstupu do ohříváku vzduchu 1
$I_V^{OHV2 out}$	[kJ/kg]	Entalpie vzduchu na výstupu z ohříváku vzduchu 2
$I_V^{t min}$	[kJ/kg]	Entalpie minimálního množství vzduchu při teplotě t
k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel prostupu tepla
$k \cdot p \cdot s$	[-]	Optická hustota plamene
k_{kok}	[-]	Součinitel
$k_p \cdot \mu_{pk}$	[-]	Součinitel zeslabení sálání popílkovými částicemi
$k_S \cdot r_S$	[-]	Součinitel zeslabení sálání tříatomovými plyny
l_e	[m]	Efektivní délka trubek
N^{daf}	[-]	Obsah dusíku v hořlavině
N^r	[-]	Obsah dusíku v původním vzorku
$mgCO$	[mg/Nm ³]	Emisní limit CO
M	[-]	Součinitel
M_{pal}	[kg/s]	Skutečné množství paliva přivedené do kotle
M_{pp}	[kg/s]	Parní výkon kotle
M_{pv}	[kg/s]	Výpočtové množství spáleného paliva
O	[m]	Obvod průřezu kanálu
O^{daf}	[-]	Obsah kyslíku v hořlavině
O^r	[-]	Obsah kyslíku v původním vzorku
O_{Ar}	[Nm ³ /kg]	Objem argonu a dalších vzácných plynů ve spalinách
O_{CO_2}	[Nm ³ /kg]	Objem oxidu uhličitého ve spalinách
$O_{H_2O}^S$	[Nm ³ /kg]	Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkých spalin
$O_{H_2O}^V$	[Nm ³ /kg]	Objem vodní páry v minimálním objemu vlhkého vzduchu
O_{N_2}	[Nm ³ /kg]	Objem dusíku ve spalinách
O_{ovz}	[Nm ³ /kg]	Množství ohřívání vzduchu
$O_{O_2 min}$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem kyslíku potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
O_{rvz}	[Nm ³ /kg]	Množství recirkulovaného vzduchu
$(O_S \bar{c}_S)_o$	[kJ/kg°C]	Střední tepelná jímavost spalin v ohništi
O_{SO_2}	[Nm ³ /kg]	Objem oxidu siřičitého ve spalinách
O_{SS}	[Nm ³ /kg]	Skutečný objem suchých spalin z 1 kg paliva
$O_{SS min}$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem suchých spalin z 1 kg paliva
O_{SV}	[Nm ³ /kg]	Skutečný objem vlhkých spalin z 1 kg paliva
$O_{SV min}$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem vlhkých spalin z 1 kg paliva
O_{VS}	[Nm ³ /kg]	Skutečný objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva

$O_{VS \min}$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem suchého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
O_{VV}	[Nm ³ /kg]	Skutečný objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{VV \min}$	[Nm ³ /kg]	Minimální objem vlhkého vzduchu potřebný pro dokonalé spálení 1 kg paliva
$O_{2 \text{ ref}}$	[%]	Obsah kyslíku pro referenční stav spalin
p	[MPa]	Tlak
p	[MPa]	Tlak v ohništi
p	[MPa]	Tlak spalin
p_{nv}	[MPa]	Tlak napájecí vody
p_{pp}	[MPa]	Tlak přehřáté páry
p_s	[MPa]	Parciální tlak tříatomových plynů ve spalinách
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
q_s	[MW/m ²]	Průřezové tepelné zatížení roštu
q_v	[kW/m ³]	Objemové tepelné zatížení
Q	[kW]	Tepelný výkon
Q	[kW]	Odebrané teplo
Q_{EKO}	[kW]	Zbytkový tepelný výkon spalin využitý ekonomizérem
Q_i^r	[kJ/kg]	Výhřevnost paliva
$Q_{i \text{ red}}$	[kJ/kg]	Redukovaná výhřevnost
\dot{Q}_N	[MW]	Maximální využitelný tepelný výkon
Q_o	[kW]	Tepelný výkon zachycený v prostoru ohniště
\dot{Q}_{RC}	[MW]	Odvedené teplo sáláním a vedením tepla do okolí
Q_s	[kW]	Teplo spalin
Q_{SP}	[kW]	Teplo obsažené ve spalinách za přehřívákem 1
Q_u	[kJ/kg]	Celkové užitečné teplo uvolněné v ohništi
Q_v	[kW]	Výrobní teplo páry
Q_V	[kJ/kg]	Teplo přivedené ve vzduchu
Q_{VZ}	[kW]	Teplo potřebné k ohřátí vzduchu v ohřívacích vzduchu 1 a 2
r_{H_2O}	[-]	Objemový podíl H ₂ O ve spalinách
r_{RO_2}	[-]	Objemový podíl plynů CO ₂ a SO ₂ ve spalinách
r_s	[-]	Objemový podíl tříatomových plynů ve spalinách
R	[m ²]	Plocha hořící vrstvy paliva na roštu
s	[m]	Efektivní tloušťka sálavé vrstvy
s_1	[m]	Příčná rozteč
s_2	[m]	Podélná rozteč
S	[m ²]	Teplosměnná plocha
S^{daf}	[-]	Obsah síry v hořlavině
S^r	[-]	Obsah síry v původním vzorku
S_a	[m ²]	Plocha přední stěny
S_b	[m ²]	Plocha boční stěny
S_c	[m ²]	Plocha zadní stěny
S_o	[m ²]	Plocha základny ohniště
S_r	[m ²]	Plocha roštu
S_{rad}	[m ²]	Teplosměnná plocha jedné řady
S_{st}	[m ²]	Projekční povrch stěn ohniště
$S_{ús}$	[m ²]	Účinná sálavá plocha stěn ohniště
t	[°C]	Teplota

t	[°C]	Střední teplota
t	[m]	Tloušťka stěny trubek
t_i	[°C]	Teplota popílku
t_{np}	[°C]	Teplota nechlazeného plamene
t_{nv}	[°C]	Teplota napájecí vody
t_{ok}	[°C]	Teplota spalin na konci ohniště
t_{pp}	[°C]	Teplota přehřáté páry
t_{pv}	[°C]	Teplota paliva
t_z	[°C]	Teplota povrchu nánosů
T	[K]	Teplota
T	[K]	Střední teplota
T_{np}	[K]	Teplota nechlazeného plamene
T_{ok}	[K]	Teplota spalin na konci ohniště
T_z	[K]	Teplota povrchu nánosů
v_p	[m ³ /kg]	Měrný objem
V	[m ³]	Objem sálajícího prostoru
V_o	[m ³]	Objem ohniště
V_S	[Nm ³ /s]	Objemový průtok spalin
w	[m/s]	Rychlost proudění
$w_{S \min}$	[m/s]	Rychlost proudění spalin v nejužším místě II. tahu
W^r	[-]	Obsah vody v původním vzorku
x	[-]	Úhlový součinitel osálení
x_{pl}	[-]	Poloha maximální teploty plamene
$X_{H_2O}^S$	[-]	Obsah vodní páry ve vlhkých spalinách
X_i	[-]	Podíl popele v jednotlivých částech kotle
X_p	[-]	Poměrný obsah popílku v úletu
X_{p1}	[-]	Vstřík napájecí vody za přehřívákem 1
X_{p2}	[-]	Vstřík napájecí vody za přehřívákem 2
X_{VP}	[-]	Podíl pohazovacího vzduchu
X_{V1}	[-]	Podíl primárního vzduchu
X_{V2}	[-]	Podíl sekundárního vzduchu
z_d	[-]	Počet dílů
z_h	[-]	Počet hadů
z_o	[-]	Počet ohnutí
z_1	[-]	Počet trubek v jedné řadě
z_2	[-]	Počet řad
Z_c	[-]	Ztráta mechanickým nedopalem
Z_{co}	[-]	Ztráta chemickým nedopalem
Z_f	[-]	Ztráta fyzickým teplem tuhých zbytků
Z_k	[-]	Ztráta fyzickým teplem spalin
Z_{sv}	[-]	Ztráta sáláním a vedením tepla do okolí
Z_{sv}^o	[-]	Poměrná ztráta sáláním a vedením tepla do okolí připadající na ohniště
α	[-]	Součinitel přebytku spalovacího vzduchu
α_k	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany spalin
α_p	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany páry
$\alpha_{sál}$	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla sáláním ze strany spalin
α_s	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Výsledný součinitel přestupu tepla ze strany spalin

α_v	[W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Součinitel přestupu tepla konvekcí ze strany vzduchu
β	[°]	Úhel II. tahu a obrátové komory
Δ	[%]	Odchylka teplotní bilance
Δi	[kJ/kg]	Entalpický spád
Δp	[MPa]	Celková tlaková ztráta média v kotle
Δp_i	[MPa]	Tlaková ztráta na jednotlivých teplosměnných plochách
ΔQ	[kJ/kg]	Tepelná bilance
Δt	[°C]	Zvýšení teploty
Δt	[°C]	Velikost nedohřevu
Δt_{ln}	[°C]	Střední logaritmický teplotní spád
Δt_m	[°C]	Teplotní rozdíl
Δt_v	[°C]	Teplotní rozdíl
ε	[m ² ·K/W]	Součinitel zanesení teplosměnné plochy
ζ	[-]	Součinitel zanesení stěn ohniště
η_k	[-]	Účinnost kotle
η	[-]	Dynamická viskozita
Θ_{ok}	[-]	Poměrná teplota spalín na výstupu z ohniště
κ_1	[-]	Bezrozměrná charakteristika
κ_2	[-]	Bezrozměrná charakteristika
λ	[W·m ⁻¹ ·K ⁻¹]	Součinitel tepelné vodivosti
μ_{pk}	[kg/kg]	Koncentrace popele ve spalínách
ν	[m ² /s]	Kinematická viskozita
ξ	[-]	Součinitel využití plochy
σ_1	[-]	Poměrná příčná rozteč trubek
σ_2	[-]	Poměrná podélná rozteč trubek
ΣQ_{bi}	[kW]	Součet tepel všech výhřevných ploch kromě ohříváků vzduchu
χ_v	[-]	Součinitel respektující podíl vodní páry připadající na 1 Nm ³ suchého vzduchu
Ψ	[-]	Součinitel tepelné efektivnosti
ω	[-]	Součinitel omývání plochy

Dolní index	Popis
<i>E</i>	Ekonomizér
<i>EKO</i>	Ekonomizér
<i>M</i>	Mříž
<i>MS</i>	Membránová stěna
<i>OVZ1</i>	Ohřívák vzduchu 1
<i>OVZ2</i>	Ohřívák vzduchu 2
<i>p</i>	Pára
<i>P1</i>	Přehřívák 1
<i>P2</i>	Přehřívák 2
<i>P2A</i>	Přehřívák 2A
<i>P2B</i>	Přehřívák 2B
<i>P3</i>	Přehřívák 3
<i>r</i>	Propad
<i>s23</i>	Škvára ve II. a III. tahu
<i>s4</i>	Škvára ve IV. tahu
<i>S</i>	Spaliny
<i>ú</i>	Úlet



<i>V</i>	Vzduch
<i>VÝP</i>	Výparný systém
<i>w</i>	Voda
<i>ZT</i>	Závěsné trubky
<i>II</i>	Druhý tah

Horní index

Popis

<i>id</i>	Ideální
<i>in</i>	Vstup
<i>out</i>	Výstup
<i>př</i>	Předběžné
<i>sk</i>	Skutečné
<i>zv</i>	Zvolené
<i>III1</i>	1. část III. tahu
<i>III2</i>	2. část III. tahu
<i>III3</i>	3. část III. tahu
<i>III4</i>	4. část III. tahu

13 Seznam tabulek

Tab. 1 Parametry kotle.....	17
Tab. 2 Parametry paliva.....	17
Tab. 3 Vypočítané objemy vzduchu a spalin.....	21
Tab. 4 Měrná entalpie některých složek spalin v závislosti na teplotě.....	22
Tab. 5 I-t tabulka spalin pro dřevní štěpku.....	23
Tab. 6 Fyzikální charakteristiky při vlhkosti spalin 28 %.....	25
Tab. 7 Bilance popele v kotli.....	27
Tab. 8 Tlakové ztráty na teplosměnných plochách.....	31
Tab. 9 Přehled parametrů pracovního média na teplosměnných plochách.....	35
Tab. 10 Geometrické parametry mříže.....	44
Tab. 11 Fyzikální charakteristiky spalin v mříži.....	45
Tab. 12 Geometrické parametry II. tahu.....	51
Tab. 13 Fyzikální charakteristiky spalin ve II. tahu.....	52
Tab. 14 Geometrické parametry obrátové komory.....	59
Tab. 15 Fyzikální charakteristiky spalin v 1. části III. tahu.....	60
Tab. 16 Geometrické parametry závěsných trubek.....	63
Tab. 17 Parametry páry v závěsných trubkách v 1. části III. tahu.....	64
Tab. 18 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách 1. části III. tahu.....	64
Tab. 19 Fyzikální charakteristiky spalin ve 2. části III. tahu.....	69
Tab. 20 Geometrické parametry přehříváku 3.....	73
Tab. 21 Parametry páry v přehříváku 3.....	74
Tab. 22 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 3.....	74
Tab. 23 Parametry páry v závěsných trubkách ve 2. části III. tahu.....	77
Tab. 24 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách 2. části III. tahu.....	78
Tab. 25 Fyzikální charakteristiky spalin ve 3. části III. tahu.....	81
Tab. 26 Geometrické parametry přehříváku 2B.....	85
Tab. 27 Parametry páry v přehříváku 2B.....	86
Tab. 28 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 2B.....	86
Tab. 29 Parametry páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu.....	90
Tab. 30 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 3. části III. tahu.....	90
Tab. 31 Fyzikální charakteristiky spalin ve 4. části III. tahu.....	94
Tab. 32 Geometrické parametry přehříváku 2A.....	98
Tab. 33 Parametry páry v přehříváku 2A.....	98
Tab. 34 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 2A.....	98
Tab. 35 Parametry páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu.....	102
Tab. 36 Fyzikální charakteristiky páry v závěsných trubkách ve 4. části III. tahu.....	102
Tab. 37 Geometrické parametry přehříváku 1.....	107
Tab. 38 Fyzikální charakteristiky spalin v 1. části IV. tahu.....	108
Tab. 39 Parametry páry v přehříváku 1.....	108
Tab. 40 Fyzikální charakteristiky páry v přehříváku 1.....	109
Tab. 41 Geometrické parametry ohříváku vzduchu 2.....	113

Tab. 42 Fyzikální charakteristiky spalín ve 2. části IV. tahu.....	115
Tab. 43 Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu 2.....	116
Tab. 44 Fyzikální charakteristiky vzduchu v ohříváku vzduchu 2	116
Tab. 45 Geometrické parametry ekonomizéru.....	122
Tab. 46 Fyzikální charakteristiky spalín ve 3. části IV. tahu.....	123
Tab. 47 Parametry vody v ekonomizéru	124
Tab. 48 Geometrické parametry ohříváku vzduchu 1	129
Tab. 49 Fyzikální charakteristiky spalín ve 4. části IV. tahu.....	130
Tab. 50 Parametry vzduchu v ohříváku vzduchu 1	130
Tab. 51 Fyzikální charakteristiky vzduchu v ohříváku vzduchu 1	131

14. Seznam obrázků

Obr. 1 I-t diagram spalin pro dřevní štěpku.....	24
Obr. 2 Schéma rozdělení a zapojení teplosměnných ploch v kotli.....	30
Obr. 3 Bilanční schéma vstříku za přehřívákem 2.....	32
Obr. 4 Bilanční schéma vstříku za přehřívákem 1.....	32
Obr. 5 Pilový diagram	36
Obr. 6 Schéma spalovací komory.....	37
Obr. 7 Poloha roštu v ohništi	38
Obr. 8 Schéma rozvolnění trubek membránové stěny.....	44
Obr. 9 Průběh teploty spalin a pracovního média v mříži.....	45
Obr. 10 Schéma II. tahu.....	50
Obr. 11 Průběh teploty spalin a pracovního média ve II. tahu	52
Obr. 12 Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části III. tahu	58
Obr. 13 Schéma obrátové komory	58
Obr. 14 Uspořádání závěsných trubek v 1. části III. tahu	63
Obr. 15 Průběh teploty spalin a pracovního média ve 2. části III. tahu	69
Obr. 16 Schéma přehříváku 3	73
Obr. 17 Průběh teploty spalin a pracovního média ve 3. části III. tahu	81
Obr. 18 Schéma přehříváku 2B	85
Obr. 19 Průběh teploty spalin a pracovního média ve 4. části III. tahu	93
Obr. 20 Schéma přehříváku 2A	97
Obr. 21 Schéma přehříváku 1	107
Obr. 22 Průběh teploty spalin a pracovního média v 1. části IV. tahu	107
Obr. 23 Ohříváku vzduchu 2	113
Obr. 24 Schéma bilance ohřívání vzduchu	114
Obr. 25 Průběh teploty spalin a vzduchu ve 2. části IV. tahu	115
Obr. 26 Schéma zapojení ekonomizéru.....	121
Obr. 27 Schéma ekonomizéru	121
Obr. 28 Průběh teploty spalin a pracovního média	122
Obr. 29 Schéma ohříváku vzduchu 1	129
Obr. 30 Průběh teploty spalin a vzduchu ve 4. části IV. tahu	129



15 Seznam příloh

1. Výkresová dokumentace kotle